



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**“REPOTENCIACIÓN DE UN MOTOR DIESEL E
IMPLEMENTACIÓN A UN BANCO DIDÁCTICO PARA
EL LABORATORIO DE MOTORES DE LA ESCUELA DE
INGENIERÍA AUTOMOTRIZ DE LA ESPOCH”**

**VARGAS DAGUA SEBASTIÁN ROQUE
CÁRDENAS GUAMAN JUAN DIEGO**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

RIOBAMBA – ECUADOR

2014

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2013-06-27

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

VARGAS DAGUA SEBASTIÁN ROQUE

Titulada:

**“REPOTENCIACIÓN DE UN MOTOR DIESEL E IMPLEMENTACIÓN A UN
BANCO DIDÁCTICO PARA EL LABORATORIO DE MOTORES DE LA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ DE LA ESPOCH”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Marco Santillán Gallegos
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Diego Álvarez Lara
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Luis Buenaño Moyano
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2013-06-27

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

CÁRDENAS GUAMAN JUAN DIEGO

Titulada:

**“REPOTENCIACIÓN DE UN MOTOR DIESEL E IMPLEMENTACIÓN A UN
BANCO DIDÁCTICO PARA EL LABORATORIO DE MOTORES DE LA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ DE LA ESPOCH”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Marco Santillán Gallegos
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Diego Álvarez Lara
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Luis Buenaño Moyano
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: VARGAS DAGUA SEBASTIÁN ROQUE

TÍTULO DE LA TESIS: “REPOTENCIACIÓN DE UN MOTOR DIESEL E IMPLEMENTACIÓN A UN BANCO DIDÁCTICO PARA EL LABORATORIO DE MOTORES DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ DE LA ESPOCH”

Fecha de Examinación: 2014-06-27

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Jorge Paucar Guambo (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Diego Álvarez Lara (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Luis Buenaño Moyano (ASESOR)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Jorge Paucar Guambo

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: CÁRDENAS GUAMAN JUAN DIEGO

TÍTULO DE LA TESIS: “REPOTENCIACIÓN DE UN MOTOR DIESEL E IMPLEMENTACIÓN A UN BANCO DIDÁCTICO PARA EL LABORATORIO DE MOTORES DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ DE LA ESPOCH”

Fecha de Examinación: 2014-06-27

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Jorge Paucar Guambo (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Diego Álvarez Lara (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Luis Buenaño Moyano (ASESOR)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Jorge Paucar Guambo

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teórico-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Sebastián Roque Vargas Dagua

Juan Diego Cárdenas Guaman

DEDICATORIA

Esta tesis primeramente dedico a Dios por haberme dado la vida y fortaleza para no darme por vencido en cada obstáculo encontrado, por ser mi guía en los momentos tristes ayudándome a superarlos y poder cumplir éste que no era solo mi objetivo y esfuerzo sino también de toda mi familia. A mi familia y hermanos en especial a mi hermano Pedro por haberme apoyado y haber hecho el gran esfuerzo para educarme, esos momentos donde creía que no encontraba la luz para continuar y que por cosas de la vida Él ya no está conmigo pero me quedan sus consejos que siempre recordaré, meditaré y los pondré en práctica.

Sebastián Vargas Dagua

El presente trabajo lo dedico a mi abuelita adorada Alejandrina que aunque se fue de este mundo aun me estará guiando y protegiéndome como siempre lo hizo, a mi admirable madrecita Paulina quien a más de darme la vida, amor y aconsejarme, siempre ha hecho lo imposible por verme siempre bien, a mis queridos hermanos Mónica, Esteban, Erika y Maribel que siempre han sido parte de mi vida en todo momento, finalmente dedico este trabajo a mi esposa María Elena, quien siempre me ha apoyado desde que entro en mi vida y cada vez que me sentía rendido me levantaba para volver a levantarme, a mi hijas Guadalupe y Milagros que son mi alegría y un motivo más en mi vida para salir adelante.

Juan Cárdenas Guaman

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Para todos los docentes que nos han contribuido con sus conocimientos y sabiduría, en especial a nuestro director de tesis y asesor que supieron guiarnos de la mejor manera. A los amigos que nos acompañaron en el transcurso de esta etapa de la vida y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito un espacio de nuestras vidas.

Sebastián Vargas Dagua

Le agradezco a Dios y la virgen de la Nube por darme la salud, inteligencia, la vida y ser la luz que guía mi camino. Agradezco a mis tíos, primos quienes siempre me han brindado su apoyo moral y económico para salir adelante, a la familia Cadme Galabay por su comprensión, apoyo y aconsejarme en todo momento para ser ejemplo de una familia verdadera, finalmente agradezco a mis profesores, amigos y demás personas quienes han sido aporte para poder lograr realizar este trabajo a todos, que Dios les pague.

Juan Cárdenas Guaman

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN	
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Justificación.....	2
1.3 Objetivos.....	3
1.3.1 <i>Objetivo general</i>	3
1.3.2 <i>Objetivos específicos</i>	3
2. INTRODUCCIÓN A LOS MOTORES DIESEL	
2.1 Motor Diesel.....	4
2.2 Constitución.....	5
2.3 Ciclos del motor de cuatro tiempos.....	8
2.4 Los cuatro tiempos del ciclo de trabajo.....	8
2.4.1 <i>1^{er} Tiempo-admisión</i>	9
2.4.2 <i>2^{do} Tiempo-compresión</i>	9
2.4.3 <i>3^{er} Tiempo-expansión</i>	9
2.4.4 <i>4^{to} Tiempo-escape</i>	10
2.5 Principales factores que determinan la potencia de los motores Diesel.....	10
2.5.1 <i>La cilindrada</i>	10
2.5.2 <i>La relación de compresión</i>	11
2.5.3 <i>La velocidad de rotación (rpm del motor)</i>	12
2.5.4 <i>La relación carrera/diámetro</i>	12
2.6 La combustión en los motores Diesel.....	13
2.7 Cámaras de inyección.....	14
2.7.1 <i>Cámaras de inyección directa</i>	14
2.7.2 <i>Cámaras de inyección indirecta</i>	15
2.8 Sistema de alimentación de combustible en los motores Diesel.....	16
2.8.1 <i>Circuito de baja presión</i>	17
2.8.2 <i>Circuito de alta presión</i>	17
2.9 Sistemas de inyección.....	17
2.9.1 <i>Bombas de elementos en línea</i>	18
2.9.1.1 <i>Funcionamiento de las bombas de inyección en línea</i>	19
2.9.1.2 <i>Regulación del caudal de inyección</i>	21
2.9.2 <i>Bombas rotativas</i>	23
2.10 Inyector.....	24
2.11 Sistema de precalentamiento de la cámara de combustión.....	25
2.11.1 <i>Bujía de precalentamiento</i>	25
2.12 Motor sobrealimentado.....	27
2.12.1 <i>Esquema de una sobrealimentación por turbocompresor</i>	29
2.12.2 <i>Ventajas de la sobrealimentación por turbocompresor</i>	30
3. DIAGNÓSTICO TÉCNICO DEL MOTOR, SELECCIÓN, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE SUS ELEMENTOS	
3.1 Diagnóstico del motor.....	32
3.1.1 <i>Estado de los cilindros</i>	33
3.1.2 <i>Estado de los pistones</i>	33
3.1.3 <i>Estado de los cojinetes de rodamiento de pie de biela y apoyos de cigüeñal</i>	34
3.1.4 <i>Diagnóstico y reparación de la bomba de inyección</i>	34

3.1.4.1	<i>Despiece y sustitución de elemento con desgaste.....</i>	34
3.2	Selección de elementos y accesorios para el funcionamiento del motor.....	35
3.2.1	<i>Motor de arranque.....</i>	35
3.2.2	<i>Batería.....</i>	36
3.2.3	<i>Radiador y mangueras.....</i>	37
3.2.4	<i>Correas para accesorios.....</i>	38
3.2.5	<i>Bomba de agua.....</i>	38
3.2.6	<i>Ventilador.....</i>	38
3.2.7	<i>Bujías de precalentamiento.....</i>	39
3.2.8	<i>Kit de empaques.....</i>	39
3.3	Selección de los elementos para el tablero d control.....	40
3.4	Selección del turbocompresor.....	40
3.4.1	<i>Cálculos para la selección del turbocompresor para el motor Nissan SD22.....</i>	40
3.4.1.1	<i>Cálculo y análisis de la relación de presión.....</i>	41
3.4.1.2	<i>Cálculo y análisis del flujo de aire a través del turbocompresor (CFM).....</i>	43
3.4.1.3	<i>Cálculo y análisis de la presión en el múltiple de admisión.....</i>	44
3.4.1.4	<i>Cálculo y análisis de la temperatura en el múltiple de admisión con el sistema turboalimentado montado en el motor.....</i>	46
3.4.1.5	<i>Cálculo y análisis del incremento en la presión de compresión.....</i>	47
3.4.2	<i>Análisis del rendimiento de un turbocompresor de acuerdo al mapa.....</i>	49
3.4.3	<i>Turbocompresor seleccionado.....</i>	50
3.4.3.1	<i>Datos técnicos de turbocompresores opcionales.....</i>	51
3.4.3.2	<i>Análisis del mapa del turbocompresor seleccionado.....</i>	51
3.4.3.3	<i>Dimensiones del turbocompresor seleccionado.....</i>	52
3.4.3.4	<i>Dimensiones y diseños de construcción.....</i>	52
3.5	Diseño del nuevo sistema de escape con sistema turboalimentado.....	52
3.6	Análisis del múltiple de escape con turbocompresor.....	56
3.6.1	<i>Importación a ANSYS y designación de soportes.....</i>	56
3.6.2	<i>Designación de cargas.....</i>	57
3.6.3	<i>Selección del material.....</i>	57
3.6.4	<i>Resultados.....</i>	58
3.6.4.1	<i>Análisis de la deformación total.....</i>	58
3.6.4.2	<i>Análisis del factor de seguridad.....</i>	59
3.6.4.3	<i>Tensión (Von Mises).....</i>	59
3.7	Diseño de la estructura para el banco didáctico.....	60
3.7.1	<i>Dimensionamiento y dibujo de la estructura.....</i>	60
3.8	Análisis de la estructura mediante software.....	62
3.8.1	<i>Análisis estático de la estructura (static structural).....</i>	63
3.8.1.1	<i>Asignación de material al prototipo (engineering data).....</i>	63
3.8.1.2	<i>Selección del prototipo a analizar.....</i>	64
3.8.1.3	<i>Asignación de sujeciones.....</i>	64
3.8.1.4	<i>Asignación de cargas.....</i>	64
3.8.1.5	<i>Tipos de análisis a realizar.....</i>	65
3.8.2	<i>Resultados.....</i>	65
3.8.2.1	<i>Deformación total.....</i>	65
3.8.2.2	<i>Tensión (Von Mises).....</i>	66
3.8.2.3	<i>Factor de seguridad.....</i>	66
3.8.3	<i>Análisis dinámico.....</i>	66
3.8.3.1	<i>Deformación total.....</i>	67
3.8.3.2	<i>Factor de seguridad.....</i>	67

4.	IMPLEMENTACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS	
4.1	Construcción del soporte.....	68
4.2	Montaje del motor en el soporte.....	72
4.3	Ubicación e instalación del motor de arranque.....	73
4.4	Montaje del radiador y mangueras del sistema de enfriamiento.....	74
4.5	Montaje del turbocompresor.....	75
4.6	Reglajes de la bomba de inyección KIKI BOSCH en línea.....	77
4.7	Montaje del tanque de combustibles.....	78
4.8	Sistema eléctrico.....	79
4.9	Puesta a punto del motor.....	80
5.	ENSAYOS Y PRUEBAS	
5.1	Sistema de arranque y carga para el acumulador.....	82
5.1.1	<i>Sistema de arranque.....</i>	82
5.1.2	<i>Sistema de carga.....</i>	83
5.2	Sistema de enfriamiento y lubricación.....	83
5.2.1	<i>Sistema de enfriamiento.....</i>	83
5.2.2	<i>Sistema de lubricación.....</i>	85
5.3	Turbocompresor seleccionado.....	86
5.4	Análisis de los resultados obtenidos teóricamente.....	87
5.4.1	<i>Presión de sobrealimentación.....</i>	87
5.4.2	<i>Temperatura en el múltiple de admisión.....</i>	87
5.4.3	<i>Incremento de la fuerza sobre la cabeza del pistón.....</i>	87
5.4.4	<i>Análisis termodinámico del motor Nissan Diesel SD22</i>	
	<i>turboalimentado.....</i>	88
5.4.4.1	<i>Fase 1. (1-2 compresión adiabática isentrópica).....</i>	91
5.4.4.2	<i>Fase 2. (2-3 suministro de calor a volumen constante).....</i>	91
5.4.4.3	<i>Fase 3. (3-4 Suministro de calor a presión constante).....</i>	95
5.4.4.4	<i>Fase 4. (4-5 Expansión adiabática isentrópica).....</i>	96
5.4.4.5	<i>Fase 5. (5-1 Rechazo de calor a volumen constante).....</i>	96
5.4.4.6	<i>Rendimiento térmico del motor Nissan SD22 turboalimentado.....</i>	97
5.4.4.7	<i>Construcción del diagrama teórico P-V del motor</i>	
	<i>turboalimentado.....</i>	97
5.5	Implementación del sistema de enfriamiento de aire	
	(intercooler).....	98
5.6	Análisis termodinámico del motor SD22 considerando la temperatura	
	T_s como la temperatura en el múltiple de admisión T_T	100
5.6.1	<i>Fase 1. (1-2 compresión adiabática isentrópica).....</i>	100
5.6.2	<i>Fase 2. (2-3 suministro de calor a volumen constante).....</i>	101
5.6.3	<i>Fase 3. (3-4 suministro de calor a presión constante).....</i>	103
5.6.4	<i>Fase 4. (4-5 expansión adiabática isentrópica).....</i>	104
5.6.5	<i>Fase 5. (5-1 rechazo de calor a volumen constante).....</i>	105
5.6.6	<i>Rendimiento térmico del motor Nissan SD22 con sistema de</i>	
	<i>enfriamiento.....</i>	105
5.6.7	<i>Construcción del diagrama teórico P-V, considerando la disminución</i>	
	<i>de la temperatura en los gases de admisión.....</i>	106
5.7	Comparación de las masas de aire.....	106
5.8	Análisis del incremento en el rendimiento térmico.....	107
5.9	Elaboración de un manual de prácticas y mantenimiento del	
	banco de pruebas.....	107
5.9.1	<i>Manual de prácticas.....</i>	107
5.9.2	<i>Manual de mantenimiento.....</i>	108
6.	ANÁLISIS DE COSTOS	
6.1	Detalle de costos directos.....	110

6.2	Detalle de costos indirectos.....	112
6.3	Costos totales.....	113
7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
7.1	Conclusiones.....	114
7.2	Recomendaciones.....	114

BIBLIOGRAFÍA
ANEXOS

LISTA DE TABLAS

		Pág.
1	Estado de los cilindros.....	33
2	Características de motor de arranque.....	36
3	Características de la batería seleccionada.....	37
4	Características técnicas del radiador.....	37
5	Composición del material de los empaques.....	40
6	Características del motor Nissan SD22.....	41
7	Turbocompresor Garrett.....	51
8	Turbocompresor Fuyuan.....	51
9	Datos del motor Nissan Diesel SD22 turboalimentado.....	89
10	Datos obtenidos en el análisis termodinámico.....	97
11	Datos obtenidos en el análisis termodinámico con intercooler.....	106
12	Detalle de costos del sistema mecánico.....	110
13	Detalle de costos del sistema eléctrico.....	111
14	Detalle de costos estructura de soporte.....	112
15	Detalle de costos indirectos.....	112
16	Costos totales.....	113

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1 Motor diesel para automóvil.....	4
2 Pistón con soporte de aro prensado.....	6
3 Pistón con conductos de refrigeración.....	6
4 Biela con el pie dividido oblicuamente.....	7
5 Procedimiento Diesel; trabajo de cuatro tiempos.....	8
6 Cilindrada.....	11
7 Relaciones carrera/diámetro.....	12
8 Cámaras de inyección directa.....	14
9 Cámara de combustión tipo toroidal.....	15
10 Cámaras de inyección indirecta.....	15
11 Sistema de alimentación Diesel.....	16
12 Bomba de inyección en línea.....	18
13 Pistón de bomba.....	19
14 Elemento de bombeo.....	19
15 Fase de llenado.....	20
16 Fase de inyección.....	21
17 Fase de alivio.....	21
18 Regulación del caudal inyectado.....	22
19 Dosificación del combustible.....	22
20 Bomba rotativa Bosch del tipo VE.....	23
21 Sistema de inyección de combustible de bomba rotativa.....	24
22 Inyector.....	24
23 Apertura del inyector.....	25
24 Bujía de precalentamiento.....	26
25 Circuito de precalentamiento.....	26
26 Turbocompresor.....	27
27 Partes del turbocompresor.....	28
28 Conjunto giratorio.....	28
29 Esquema de la sobrealimentación por turbocompresor.....	30
30 Curvas características de motores.....	31
31 Motor Nissan Diesel SD 22.....	32
32 Pistón Nissan SD 22.....	33
33 Bomba de inyección tipo KIKI BOSCH en línea.....	34
34 Diafragma.....	34
35 Pistones.....	35
36 Probador de bombeo manual.....	35
37 Motor de arranque Nissan SD 22.....	36
38 Radiador.....	37
39 Ventilador.....	38
40 Bujía de precalentamiento para motor SD22.....	39
41 Kit de empaques SD22.....	39
42 Mapa de un turbocompresor.....	49
43 Mapa del turbocompresor seleccionado.....	50
44 Turbocompresor seleccionado.....	51
45 Dimensiones turbocompresor seleccionado.....	52
46 Dimensiones de construcción.....	52
47 Tubos doblados.....	53
48 Tubos unidos por soldadura.....	54
49 Diseño de platinas de acople.....	54
50 Platinas izquierda (a) e izquierda (b).....	55

51	Platina central.....	55
52	Platina de acople al turbo.....	55
53	Múltiple de escape para un sistema turboalimentado.....	56
54	Designación de soportes.....	56
55	Designación de cargas.....	57
56	Selección del material.....	57
57	Análisis de tensiones (Von Mises).....	58
58	Valores mínimo y máximo de deformación total.....	58
59	Análisis del factor de seguridad.....	59
60	Análisis según los criterios de Von Mises.....	59
61	Vista lateral de la estructura.....	61
62	Vista Superior de la estructura.....	61
63	Vista 3D de la estructura.....	62
64	Tipos de Análisis en ANSYS.....	62
65	Static structural.....	63
66	Selección del material en ANSYS.....	63
67	Geometría insertada.....	64
68	Soportes fijos.....	64
69	Soportes fijos.....	65
70	Deformación total.....	65
71	Análisis de tensión.....	66
72	Factor de seguridad.....	66
73	Deformación total.....	67
74	Factor de seguridad.....	67
75	Unión mediante soldadura eléctrica por arco.....	68
76	Finalización de las juntas soldadas.....	69
77	Rectángulos terminados.....	69
78	Unión de las ruedas metálicas.....	70
79	Unión de los tubos que definen la altura.....	70
80	Unión de los rectángulos.....	71
81	Construcción de los soportes inferiores.....	71
82	Construcción del soporte para el tablero de control.....	72
83	Soporte y base de motor.....	72
84	Montaje del motor sobre la estructura.....	73
85	Bases adicionales.....	73
86	Soporte para el motor de arranque.....	74
87	Montaje del motor de arranque.....	74
88	Montaje del radiador y mangueras de enfriamiento.....	75
89	Tubo de escape (unión al turbo).....	76
90	Montaje de la sección de tubo de escape.....	76
91	Montaje del turbocompresor.....	77
92	Sustitución del diafragma.....	77
93	Sustitución de los elementos de bombeo.....	78
94	Banco de calibración BOSCH.....	78
95	Depósito de combustible.....	79
96	Indicar de nivel de combustible.....	79
97	Batería seleccionada.....	80
98	Circuitos eléctricos y de control.....	80
99	Motor SD22 funcionando.....	81
100	Motor de arranque ensamblado al motor.....	82
101	Amperímetro instalado.....	83
102	Mangueras instaladas a la salida del motor.....	84
103	Mangueras instaladas a la entrada del motor.....	84
104	Indicador de temperatura instalado en el tablero de control.....	84
105	Indicador analógico de temperatura instalado en el tablero de control.....	85

106	Pruebas de lubricación y enfriamiento mediante pirómetro digital.....	85
107	Indicador de PST.....	86
108	Presión con turbocompresor a altas revoluciones.....	86
109	Temperatura en el múltiple de admisión (T_T).....	87
110	Diagrama teórico Nissan SD22 turboalimentado.....	98
111	Temperatura en el múltiple de admisión T_s	99
112	Diagrama teórico Nissan SD22 turboalimentado con intercooler.....	106

SIMBOLOGÍA

A	Área	
s	Carrera	
D	Diámetro	
V_h	Cilindrada parcial	
VH	Cilindrada del motor	
i	Número de cilindros del motor	
z	Número de tiempos del motor	
R_C	Relación de compresión	
R_p	Relación de presión	
rpm	Revoluciones por minuto	rev/min
P_s	Presión de sobrealimentación	kg/cm ²
P_a	Presión en el múltiple de admisión	kg/cm ²
$\overline{P_s}$	Presión de sobrealimentación promedio	kg/cm ²
P_{aT}	Presión en el múltiple de admisión	kg/cm ²
B	Consumo de combustible por hora	kg/s
K	Consumo de potencia de acuerdo a la potencia	
ρ	Densidad del combustible	g/cm ³
t	Tiempo continuo	
b	Consumo específico de combustible	kg/kW·s
P_e	Potencia efectiva	kW
CFM	Flujo de aire necesario	kg/s
P_{am}	Presión en el múltiple de admisión	kg/cm ²
R	Constante de gases	
T_{am}	Temperatura en el múltiple de admisión	°C
η_v	Rendimiento volumétrico	
V_F	Cantidad de gas nuevo aspirado por cilindro	
P_{ST}	Presión de sobrealimentación con turbocompresor	kg/cm ²
ΔP	Presión por pérdidas	kg/cm ²
R_{PT}	Relación de presión con turbocompresor instalado	kg/cm ²
T_T	Temperatura en el múltiple de admisión con un sistema	°C

	turboalimentado	
x	Exponente adiabático	
T _a	Temperatura ambiente teórica	°C
P _c	Presión de compresión	
Y	Valor politrópico	
P _{CT}	Relación de presión en un sistema turboalimentado	
I _c	Incremento en la relación de compresión	%
F _p	Fuerza sobre la cabeza del pistón	
F _{PT}	Fuerza sobre la cabeza del pistón en un sistema turboalimentado	
φ	Relación de compresión del motor	
α	Relación aire-combustible	
Δh _i	Poder calorífico del diesel a baja presión	kcal/kg
H _i	Calor que recibe a volumen constante	kJ/kg
k	Relación de calores específicos para ciclos ideales	
V ₁	Volumen total del cilindro	
V ₂	Volumen de la cámara de combustión	
P ₁	Presión al inicio de la compresión	kg/cm ²
P ₂	Presión al final de la fase de la fase de compresión	kg/cm ²
T ₁	Temperatura al inicio de la fase de compresión	°C
T ₂	Temperatura al final de la fase de compresión	°C
V ₃	Volumen al final de la fase 2.	
m _t	Masa teórica de aire	
m _a	Masa real de aire	
m _c	Masa de combustible proporcional al aire que ingresa	
Q _t	Calor entregado al fluido en cada cilindro por ciclo	kcal
Q _a '	Calor suministrado a volumen constante	kcal
q _a '	Calor entregado	kcal
Q _a ''	Calor suministrado a presión constante	kcal
T ₃	Temperatura al inicio de la fase 3.	°C
C _v	Calor específico a volumen constante	kcal/kg°K
P ₃	Presión al inicio de la fase 3.	kg/cm ²
T	Relación de combustión a volumen constante	
P ₄	Presión al final de la fase 3.	kg/cm ²

C_p	Calor específico a presión constante	kcal/kg°K
T_4	Temperatura al final de la fase 3.	°C
V_4	Volumen al final de la fase 3.	
T'	Relación de combustión a presión constante	
P_5	Presión de escape	kg/cm ²
T_5	Temperatura de escape	°C
Q_r	Calor rechazado	kcal
n_t	Rendimiento térmico	
Φ	Grado de intercambio de calor	
Δt	Valor de refrigeración en el intercooler	°C
T_a	Temperatura en el intercambiador de calor	°C
T_s	Temperatura en la salida del intercooler	°C
I_{ma}	Incremento de la masa de aire de admisión	%

LISTA DE ABREVIACIONES

PMI	Punto Muerto Inferior
PMS	Punto Muerto Superior
MCI	Motor de Combustión Interna
OHV	Over Head Valve

LISTA DE ANEXOS

- A** Tabla de conversión de unidades de longitud.
- B** Tabla de conversión de unidades de presión.
- C** Tabla de conversión de unidades de potencia.
- D** Variación de la temperatura, presión y densidad del aire según la altura sobre el nivel de mar.
- E** Propiedades caloríficas de algunos combustibles.
- F** Propiedades de gas ideal del aire.
- G** Propiedades de los gases a baja presión.
- H** Manual de prácticas.
- I** Plan de mantenimiento del banco didáctico con motor Nissan SD22 turboalimentado.

RESUMEN

La repotenciación de un motor Nissan Diesel e implementación a un banco didáctico para el laboratorio de la Escuela de Ingeniería Automotriz tiene como finalidad incrementar la potencia, disminuir la emisión de gases contaminantes y ser utilizado como herramienta de aprendizaje para desarrollar aplicaciones en el conocimiento y las destrezas.

El diagnóstico técnico del motor determinó el estado de deterioro y carencia de partes importantes que debieron ser sustituidos para el funcionamiento del banco didáctico.

Una vez completadas las partes faltantes se realizó un estudio de selección, diseño y simulación de las partes críticas que incorporan cada uno de los sistemas modificados del mismo. El sistema de enfriamiento constituido por una bomba de refrigerante, radiador, termostato, depósito de refrigerante y mangueras; el sistema turboalimentador compuesto por un turbocompresor, intercooler, y cañerías de alta presión; el sistema de lubricación formado por un filtro de aceite, depósito de aceite y cañerías adicionales para lubricar sistemas adicionales; el sistema de alimentación de baja presión de combustible está formado por una bomba eléctrica, un filtro combustible/agua, bomba de purga manual, cañerías; y, el sistema de control de instrumentos con manómetros, indicadores y circuitos eléctricos.

La construcción del bastidor, la ubicación y montaje de las partes y sistemas mencionados anteriormente, constituyen el procedimiento de adaptación.

Dentro de las comparaciones hechas a los resultados del motor estándar con el modificado se obtuvo un incremento en la potencia del motor de 53 a 62 hp y rendimiento volumétrico del 17.47% adicional en la masa de aire por ciclo; así como también los resultados obtenidos en estudios termodinámicos, manuales de prácticas y de mantenimiento fueron consignados en tablas comparativas para el análisis del comportamiento y desempeño del motor. Se recomienda expandir los estudios hechos al motor Nissan que da lugar a mejorar la tecnología en varias áreas

ABSTRACT

The engine power upgrade of a Nissan diesel and implementing a didactic laboratory bench for automotive engineering school intends increase engine power, reduce emission of pollution gases and it is used as a learning tool to develop applications in knowledge and skills.

The technical diagnosis of the engine determined damage status and lack of important parts that had to be replaced for the bank didactic performance.

Once completed all the missing parts, a study of selection, design and simulation was carried out of the critical parts that incorporate each one of its modified systems. The cooling system constituted by a coolant pump, radiator, thermostat, coolant tank and hoses, turbocharger system

composed by a turbocharger, intercooler pipes and high pressure; lubrication system made up an oil filter, oil tank and additional pipes to lubricate additional systems; the feeding system low pressure fuel is comprised of an electric pump, a fuel filter/ water pump, manual drain pipes and instrument control system with pressure gauges, indicators and electrical circuits.

The frame construction, location and assembly of parts and systems mentioned above, constitute the method of adaptation.

Within the comparisons made on the results of standard engine with the modified, and increase in engine power of 53 to 62 hp and additional volumetric efficiency 17.47% in the mass of air per cycle was obtained; as well as, the results obtained in the thermodynamic studies, manuals and maintenance practices where entered in the table to compare the behavior and performance analysis of the engine. It is recommended to extend the studies made to the engine Nissan resulting in improved technology in several areas.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

La Escuela de Ingeniería Automotriz creada en el año 2003, tiene por objetivo principal formar ingenieros automotrices idóneos y competentes con conocimientos, habilidades y actitudes a través de la construcción, transmisión, adaptación y aplicación del conocimiento científico y tecnológico en el área automotriz para contribuir al desarrollo socioeconómico y tecnológico de país, en concordancia con las líneas del Plan Nacional del Buen Vivir.

El tema de esta tesis está orientado a ser una herramienta para el aprendizaje de los alumnos de la escuela, en el cual podrán conocer las diferentes partes que conforman un motor diesel y a la vez reforzar los conocimientos teóricos adquiridos. Aun sin pretender hacer mención a los orígenes y evolución de los motores Diesel, no se puede evitar la cita histórica de un año 1897, y de un personaje, Rodolphe Diesel, quien obtuvo los primeros resultados prácticos con un motor de combustión interna que usaba como combustible el gas-oíl (diesel). La organización de sus elementos es la misma que en los motores de explosión, pero en los de combustión, hay algunas diferencias sensibles en su funcionamiento. Para que el gasoil entre en el cilindro, inyectado en el aire tan fuertemente comprimido y caliente, es necesario que a su vez se envíe a una presión elevada, en forma de un pequeñísimo chorro para cada carrera de “combustión”; esto se consigue con un equipo de inyección compuesto por una bomba que: dosifica, da presión y envía el gasoil al cilindro correspondiente, y un inyector que le da entrada a la cámara de combustión.

Aunque el gasoil llegue a costar tanto como la gasolina, los motores diesel seguirán siendo más económicos no sólo porque el consumo es menor con respecto a los de explosión para una misma potencia, sino porque su rendimiento es superior a la de estos últimos, de los que ya se dijo que a la salida de cigüeñal sólo se dispone de un 24 por 100 de la energía latente en el combustible. En los motores diesel llega al 34 por 100,

, porque no se pierde tanta en los gases de escape y en el sistema de refrigeración. No obstante los motores diesel son más caros de adquirir.

La demanda de los motores diesel está en su etapa de mayor desarrollo tecnológico principalmente por razones de economía de combustible como por la disminución de los niveles de contaminación ambiental, pero la oferta de personal altamente calificado para satisfacer esta demanda es todavía muy baja, por ende en este tema de tesis está orientado a promover un aprendizaje muy amplio sobre los principios fundamentales que rigen el funcionamiento de un motor diesel de aquí la importancia de este tema para su desarrollo.

1.2 Justificación

Debido a que el diesel (gasoil) constituye uno de los combustibles más baratos y debido a su desarrollo en los motores de combustión interna reduce los elementos contaminantes dañinos a nuestro planeta, por tales razones es uno de los objetivos principales de los ingenieros automotrices aprender el funcionamiento teórico-práctico de estos motores ya que éstos juegan un papel fundamental en el sector automotriz moderno y con amplio progreso en el futuro.

Teniendo en cuenta, que para que exista una actividad correcta de un motor de combustión interna de un automóvil que funciona con diesel se hace necesaria la implementación de un sistema de inyección calibrado correctamente, el mismo que puede ser mecánico o electrónico, para corregir parámetros de consumo y emisión, es necesario que los estudiantes tengan una interacción con uno de los sistemas diesel existentes en el mundo.

Al tener pleno conocimiento de que en el país existe la demanda de obtener excelentes Ingenieros Automotrices que dominen el campo de los sistemas de los motores diesel, es importante la construcción de un banco didáctico que demuestre el funcionamiento de los motores endotérmicos usados en transporte pesado, logrando manipular los elementos que lo componen y que están a la par de la tecnología actual y es necesario tener pleno dominio en el conocimiento de los mismos para así poder entregar a la sociedad un servicio óptimo y que sea reconocido el nombre de la ESPOCH.

Bajo este contexto, este proyecto innovador será de gran ayuda para llegar a cumplir los objetivos de Escuela de Ingeniería Automotriz, impulsando a los alumnos a dominar cada vez más este creciente ámbito del sector automotor.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* Repotenciar a un motor diesel e implementarlo a un banco didáctico para el laboratorio de motores de la Escuela de Ingeniería Automotriz de la ESPOCH.

1.3.2 *Objetivos específicos:*

Investigar sobre el desarrollo y funcionamiento de los motores Diesel.

Seleccionar los elementos adecuados que incorporaran la estructura de banco de pruebas.

Analizar los principios de funcionamiento, características y clasificación de los turbocompresores usados en los motores Diesel.

Ensamblar y efectuar la puesta a punto del banco de pruebas.

Realizar las diferentes pruebas, mediciones con sus respectivas guías de práctica.

CAPÍTULO II

2. INTRODUCCIÓN A LOS MOTORES DIESEL

2.1 Motor Diesel

Bohner Max en su libro menciona que el motor Diesel estacionario de bajas revoluciones fue el punto de partida para la evolución de los actuales motores Diesel (Figura 1) utilizados en automóviles, camionetas, buses o vehículos industriales. Para esto, del motor de marcha lenta fue necesario cambiar sus dimensiones, materiales de construcción y peso. A la vez en estos motores se modificó la cámara de combustión con lo que se incrementó las revoluciones llegando a tener en ciertos casos hasta 5000 rpm. Con la implementación de la inyección directa en los motores Diesel, éstos hoy en día se construyen con más frecuencia debido a su bajo consumo de combustible y ahorro económico.

Figura 1. Motor diesel para automóvil



Fuente: <http://es.autoblog.com/2007/03/06/salon-de-ginebra-cadillac-presenta-su-motor-diesel/>

En estos motores mediante la repotenciación se puede incrementar la potencia, mediante el aprovechamiento de los gases de escape que se utilizan para accionar un

turbocompresor, haciendo que los gases de admisión del motor lleguen con una presión adicional, logrando así un incremento en la potencia de estos motores. Contar con una cantidad de aire extra en la cámara; en los motores de combustión interna significa un incremento en la potencia y en los motores Diesel este valor de incremento puede llegar hasta un 40%. Además con la sobrealimentación se consigue que la mezcla aire-combustible se combustione casi en su totalidad disminuyendo la proporción de nitrógeno en los gases de escape.

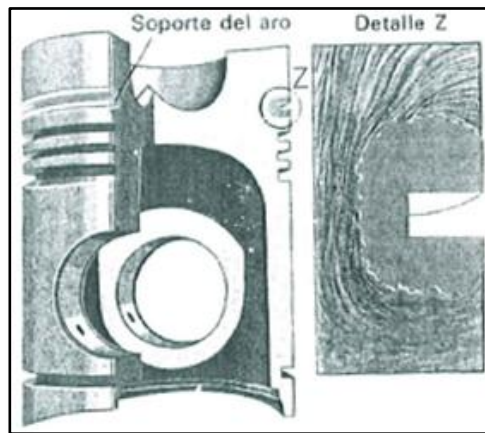
Con la evolución de la tecnología Diesel el uso de estos motores en la actualidad es más frecuente. Han contribuido a ello el consumo específico de combustible, que es relativamente bajo, la escasa concentración de componentes nocivos en los gases de escape (contenido de CO), la ausencia de compuestos de plomo en los gases de escape y la mejoría del peso por unidad de potencia debida a la sobrealimentación del motor (BOHNER, 1985 págs. 326-327).

2.2 Constitución

Debido a que los motores Diesel son endotérmicos su principio de funcionamiento es distinto a la de los motores Otto, esta es la principal razón para su diferenciación. Principalmente debido a la elevada compresión con que funcionan (presión de compresión, presión de combustión y temperaturas más altas), debe ser de una construcción más robusta que el motor Otto, lo que da como resultado un incremento en su peso.

Cada uno de sus elementos se construye en base a diseños y materiales resistentes a sus elevadas prestaciones, los pistones de los motores Diesel son hechos autotérmicos con faldas sin ranuras, los soportes de aros (rines) son reforzados con chapa metálica o en forma de placas, que sirven para regularizar las dilataciones térmicas. En los motores endotérmicos utilizados en automóviles de altas compresiones el rin o anillo de compresión está sometido a altas temperaturas y presiones dando como resultado un desgaste prematuro de la ranura que aloja a dicho anillo. Debido a esto, las ranuras de los pistones para motores Diesel se construyen con soporte fundido o prensado (figura 2.2), como se muestra en la figura en anillo superior va alojado en una ranura construida en una aleación de hierro que ofrece alta resistencia al desgaste (soporte de aro).

Figura 2. Pistón con soporte de aro prensado



Fuente: BOHNER Max. Tecnología del Automóvil. p. 327

Para impedir que exista juego durante los ciclos de funcionamiento del motor, la aleación de la ranura presenta las mismas propiedades térmicas que las del material con que está construido el pistón. Para garantizar una sólida unión entre el pistón y el soporte de aro, este último posee una asperosidad muy grande manteniendo una íntima unión. Además de esto, los pistones se diseñan con cabezas planas construidas en material sinterizado de aluminio (Sintal) con el fin de evitar grietas debido a las altas temperaturas. En vehículos con motores Diesel sobrealimentados los pistones además se construyen estos soportes con conductos de refrigeración fundidos (Figura 3).

Figura 3. Pistón con conductos de refrigeración

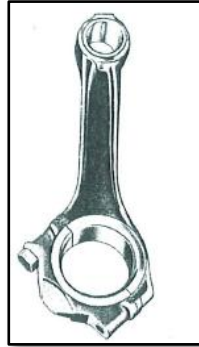


Fuente: <http://motores-blog.blogspot.com/2013/09/componentes-basicos-del-motor-pistones.html>

Debido a las grandes prestaciones a las que se exponen todas las partes internas del motor, el cigüeñal en los muñones de biela posee gran diámetro por lo que las bielas de los motores Diesel tienen grandes diámetros en los cojinetes. En su construcción el

la biela posee un diseño oblicuo para hacer fácil su desmontaje hacia arriba a través del pistón (Figura 4). Con el propósito de garantizar un cierre hermético, la superficie de contacto entre la cabeza de biela y el cuerpo de biela posee un dentado a 90°.

Figura 4. Biela con el pie dividido oblicuamente



Fuente: BOHNER Max. Tecnología del Automóvil. p. 327

Con el propósito de evitar la flexión debido a las grandes fuerzas que transmiten los pistones, los cigüeñales de los motores Diesel van montados en cada uno de sus acodamientos de bancada. Estos cigüeñales al igual que los cigüeñales para motores Otto se construyen con contrapesos para el equilibrio de masas y de las oscilaciones producidas por el funcionamiento de motor. Debido a su gran tamaño y peso estos cigüeñales, en el sistema de arranque y encendido requieren de motores de arranque más potentes y baterías de mayor capacidad.

En los motores Diesel, el calor es aprovechado al máximo llegando a superar el 40% es por aquello que la economía en estos motores es mucho mayor en comparación con el motor Otto. Gracias a su elevada temperatura de funcionamiento el combustible es quemado casi en su totalidad disminuyendo el consumo específico de combustible, además debido a que el diesel es mucho más denso que la gasolina, contiene aproximadamente un 20% más de energía calorífica (KJ/l) por unidad de volumen (BOHNER, 1985 págs. 327-328).

2.3 Ciclos del motor de cuatro tiempos

Los ciclos de funcionamiento de los motores Diesel se diferencian de los motores Otto de acuerdo a los siguientes puntos:

En la etapa de admisión los motores Diesel aspiran únicamente aire que es comprimido fuertemente.

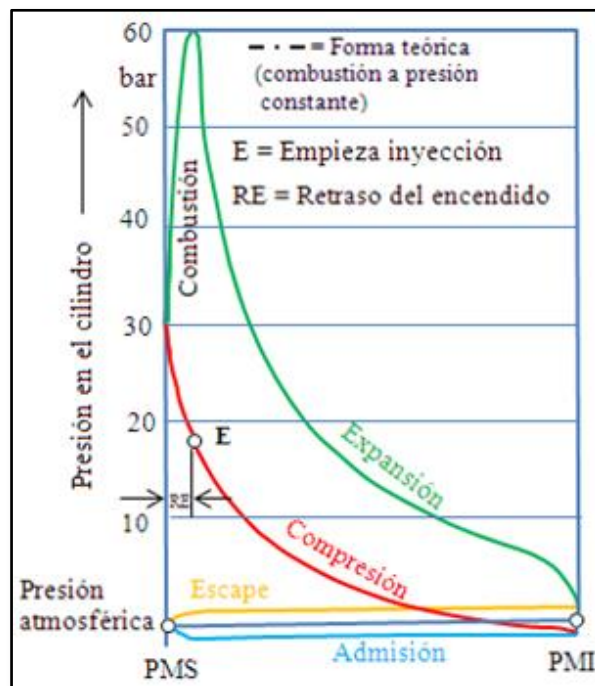
Mediante una bomba de alta presión el diesel es inyectado en la cámara de combustión donde se encuentra el aire comprimido a alta presión.

Debido a la elevada compresión del motor, el aire de la cámara se encuentra a altas temperaturas capaces de inflamar el combustible una vez que se ha inyectado, esto quiere decir que en los motores Diesel la mezcla aire-combustible es conformada en el interior de la cámara.

Con el propósito de quemar el combustible en su totalidad, en los motores Diesel se utilizan combustibles de vaporización difícil.

2.4 Los cuatro tiempos del ciclo de trabajo

Figura 5. Procedimiento Diesel; trabajo de cuatro tiempos



Fuente: BOHNER Max. Tecnología del Automóvil. p. 328

2.4.1 1^{er} Tiempo – admisión. En esta etapa el pistón se desliza a través del cilindro desde el PMS al PMI y encontrándose la válvula de admisión abierta se aspira fresco prefiltrado. El aire que ingresa al cilindro, en su recorrido toma calor de las válvulas, de la cabeza del pistón y de las paredes del cilindro. Este aire en los motores Diesel es

excesivo en relación a la cantidad de combustible con el propósito de quemar todo el combustible y garantizar gases de escape libre de componentes nocivos para la salud.

2.4.2 2° Tiempo – compresión. Una vez que el motor aspira una carga de aire en proporción adecuada al combustible, estando en el punto muerto inferior (PMI) y con las válvulas de admisión y escape cerradas el pistón asciende al punto muerto superior (PMS) comprimiendo el aire en razones que van de 14 a 24 en motores Diesel. Gracias a esta elevada presión de compresión, que en la mayoría de los casos esta entre los 30 y 55 bar; el aire aspirado alcanza temperaturas entre 700 y 900 °C.

Antes de que el pistón alcance el PMS aproximadamente 20° a 30° se inyecta el diesel pulverizado, este proceso de inyección finaliza 2° después del PMS garantizándose con esto un funcionamiento equilibrado del motor, gracias a una combustión completa del combustible. Para que ocurra esto, en los motores Diesel existe el retraso de la inyección que es el periodo que tarda el combustible en circular desde la bomba de inyección hasta la tobera del inyector, este periodo se indica en grados según el giro del cigüeñal y sirve para determinar el punto de comienzo de la inyección efectiva.

Debido a las altas revoluciones del motor, existe un periodo llamado retraso del encendido que es el tiempo que transcurre desde la inyección principal hasta el autoencendido, cuyo valor es aproximadamente es 0,001 s. Este valor puede cambiar de acuerdo a las propiedades del combustible como: su pulverización es muy fina y si el combustible se autoenciende fácilmente, esta segunda propiedad de los combustibles representa el número de cetano (CaZ) que poseen los mismos. Debido a que este número en el diesel es bajo, es necesario ajustar el retraso de la inyección y el comienzo de la inyección.

2.4.3 3^{er} Tiempo – expansión. El aire comprimido fuertemente en la etapa anterior ahora es mezclado con combustible, el mismo que se inyecta finamente pulverizado garantizando su mezcla con el aire caliente. Esta mezcla se inflama espontáneamente incrementando la presión de combustión que está aproximadamente entre los 65 y 90 bares, presión que impulsa al pistón hacia el PMI.

2.4.4 4° Tiempo – escape. Al comenzar la carrera descendente del pistón, con la válvula de admisión abierta los gases quemados son conducidos hacia el exterior debido

a la presión aun reinante. Con el motor funcionando a plena carga estos gases alcanzan temperaturas que están entre los 550 y 750 °C.

En los motores Diesel entre otras características hay que tener en cuenta lo siguiente:

Mantienen constante el momento de giro, característica que en estos motores no depende de la cantidad de combustible que ingresa en la cámara de combustión. Esto se debe a que estos motores Diesel tienen un llenado uniforme para todos ciclos de funcionamiento, gracias a esto a pesar de las bajas revoluciones los momentos de giro son relativamente altos. El máximo número de revoluciones se limita por el retraso de encendido existente (BOHNER, 1985 págs. 328-329).

2.5 Principales factores que determinan la potencia de los motores Diesel

- La cilindrada.
- La relación de compresión.
- La velocidad de rotación (rpm del motor).
- La relación carrera/diámetro.

2.5.1 *La cilindrada.* Es el volumen que el pistón aspira durante su carrera del PMS al PMI o desaloja en la carrera inversa. La cilindrada (Figura 6) de cada cilindro (Vh) resulta de multiplicar la sección del cilindro (A) por la carrera del pistón (s).

$$Vh = A \cdot s \quad (1)$$

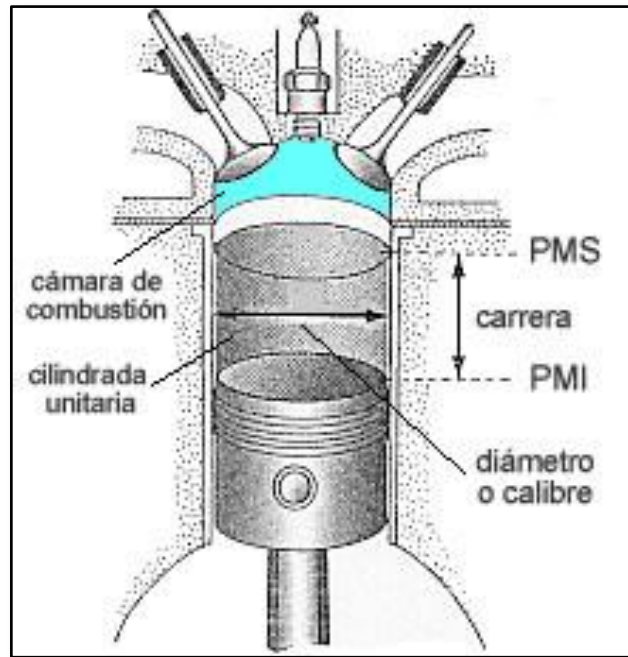
De donde al reemplazar la fórmula de la sección, la ecuación nos queda de la siguiente manera:

$$Vh = \frac{D^2 \cdot \pi \cdot s}{4} [\text{cm}^3] \quad (2)$$

La cilindrada del motor (VH) resulta de multiplicar la cilindrada unitaria (Vh) por el número de cilindros (i) (HANDLES, 1986 págs. 109-110).

$$VH = \frac{D^2 \cdot \pi \cdot s \cdot i}{4} [\text{cm}^3] \quad (3)$$

Figura 2.6 Cilindrada



Fuente: http://www.aficionadosalamecanica.net/cur_mec_cilindrada.htm

2.5.2 *La relación de compresión.* En un motor es el índice que nos indica el número de veces que el volumen total del cilindro es menor que el volumen de la cámara de combustión. Es decir si el volumen del cilindro es V_h y el volumen de la cámara V_c el volumen total es $V_h + V_c$, quedando la fórmula para calcular la relación de compresión de la siguiente manera:

$$Rc = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (4)$$

La relación de compresión de un motor se expresa entre dos puntos (:) siendo uno de los valores la unidad. Para motores Diesel los valores de compresión van de 18 a 24:1 considerados muy elevados con relación a los motores Otto cuyos valores están entre 9 a 12:1.

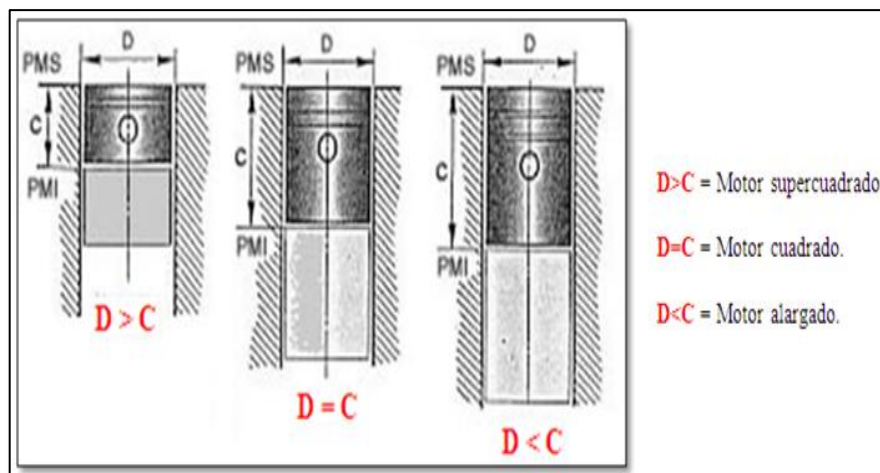
2.5.3 *La velocidad de rotación (rpm del motor).* En los MCI la velocidad de giro se determina por la velocidad del cigüeñal medida en minutos, es decir las revoluciones por minuto que éste realice. Siendo una revolución una vuelta completa. La potencia en los motores es el trabajo que estos realizan por unidad de tiempo y mientras mayor sea la velocidad de giro es decir mientras mayor sea el número de ciclos realizados por el

motor mayor será la potencia del mismo. El número de rpm que un motor puede realizar se limita por:

- La velocidad máxima del pistón.
- La velocidad con que se admite el combustible.
- Y la velocidad con que se inflama la mezcla de aire/combustible.

2.5.4 La relación carrera/diámetro. Este factor es el principal influyente sobre el número de rpm que puede alcanzar un motor; es la relación que existe entre la carrera y el diámetro de los cilindros. Sabemos que la potencia es directamente proporcional a la velocidad del motor, pues bien se puede obtener un mismo número de rpm con un mayor diámetro del cilindro y una carrera más corta o viceversa con una carrera más larga y un diámetro menor.

Figura 7. Relaciones carrera/diámetro



Fuente: http://www.aficionadosalamecanica.net/cur_mec_cilindrada.htm

En los motores largos donde la carrera es mayor que el diámetro; durante la apertura de la válvula de escape los gases residuales del motor contienen gran calor que es aprovechado para continuar con el descenso del pistón y de esta manera tener un mejor rendimiento térmico. Pero se presentan varios inconvenientes:

- Los rozamientos entre el pistón y el cilindro son mayores.
- Al tener una carrera más larga tiene una mayor pérdida de calor a través de las paredes del cilindro.
- Debido al menor diámetro del cilindro, la cámara de combustión resulta más estrecha lo que dificulta la situación y el tamaño de las válvulas.

- Aumentan las fuerzas centrífugas en las muñequillas debido al largo del brazo del cigüeñal y que al final dan como resultado un aumento de fuerza sobre los cojinetes de giro del cigüeñal.

En los motores supercuadrados el rendimiento térmico es menor debido a que la carrera es menor que el diámetro. En estos motores se mejoran las dificultades mecánicas que se presentan en los motores alargados al tener brazos de cigüeñal mucho más cortos. Hoy en día en la mayoría de vehículos se fabrican con motores ligeramente supercuadrados tanto para diesel como para gasolina.

2.6 La combustión en los motores Diesel

Los motores Diesel funcionan mediante la autoinflamación de la mezcla aire-combustible, como sabemos estos motores tienen alto índice de compresión y es debido a esto que el combustible se autoenciende. Al ingresar el combustible fresco en la cámara de combustión, el calor ahí presente es absorbido por el combustible inyectado, formándose vapor a alta temperatura alrededor de cada una de las gotas de combustible.

Durante la carrera de compresión, todo el aire circundante se vuelve a calentar y otra vez este calor es transmitido a las gotas de combustible, que a medida que se incrementa la presión alcanza la temperatura de inflamación. Al ocurrir esto comienza la combustión, el calor producido en su inicio se pasa a todo el combustible y aire restante dando lugar así a la inflamación.

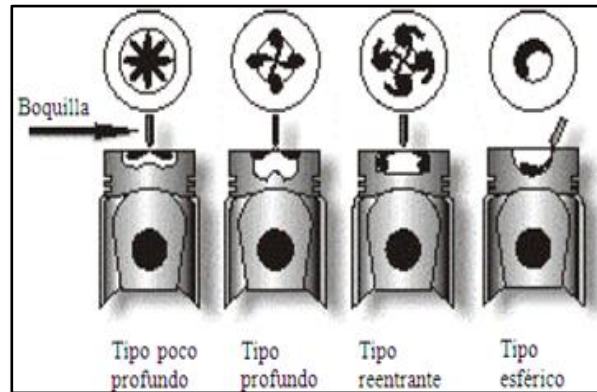
Con el propósito de garantizar la total inflamación del combustible y evitar autoencendidos durante la carrera de compresión se cuenta con el retardo de la inflamación que es el periodo entre la entrada de las primeras gotas de combustible y el inicio de la combustión. Al igual que en los motores a gasolina se produce un fenómeno conocido como picado que en los Otto representa la detonación, el mismo que es mayor mientras mayor sea el retardo a la inflamación. Este fenómeno se reduce al utilizar un combustible con alto número de cetano y una buena pulverización con elevados índices de compresión.

2.7 Cámaras de inyección.

Se pueden tener dos tipos de cámaras: de inyección directa y de inyección indirecta.

2.7.1 Cámaras de inyección directa. En las cámaras de inyección (Figura 8.) la inyección se realiza directamente en el cilindro, para este propósito se pueden contar con cavidades en la culata o en la cabeza del pistón, cualquiera que sea el tipo de cámara su tamaño se debe adaptar al inyector que se monta en forma vertical o inclinado sobre la culata, formando un ángulo preciso.

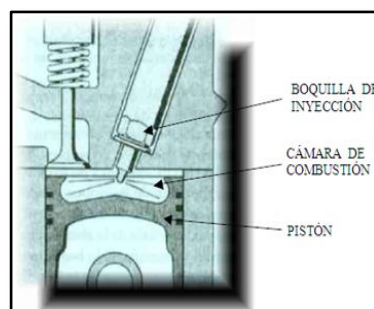
Figura 8. Cámaras de inyección directa



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/25518870/Motores-Diesel>

Estos inyectores están provistos de varios orificios para el vertido de combustible, los mismos que se adaptan al diseño de la cámara con fin de incrementar la turbulencia. Entre todos los tipos la más usual es la de forma toroidal (Figura 9) formado por una cavidad circular en el centro del pistón con un pequeño centro interno que apunta hacia arriba.

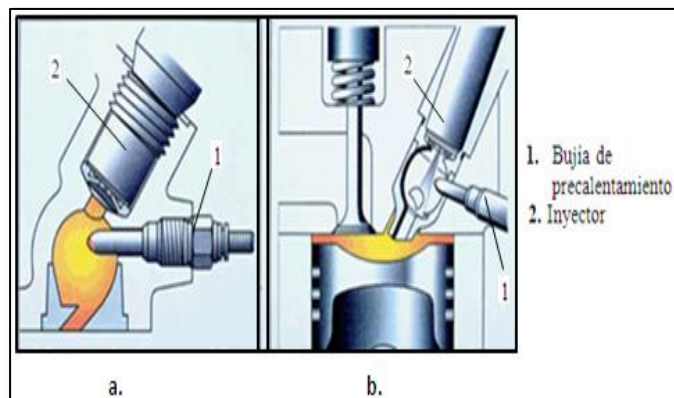
Figura 9. Cámara de combustión tipo toroidal



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/25518870/Motores-Diesel>

2.7.2 Cámaras de inyección indirecta. La combustión en las cámaras de inyección indirecta (Figura 10) se realiza en dos cámaras, la primera consiste por lo general en una cámara circular con el propósito de generar turbulencia para después pasar a la cámara principal. La cámara principal se constituye por el volumen entre el pistón y la culata.

Figura 10. Cámaras de inyección indirecta



Fuente:

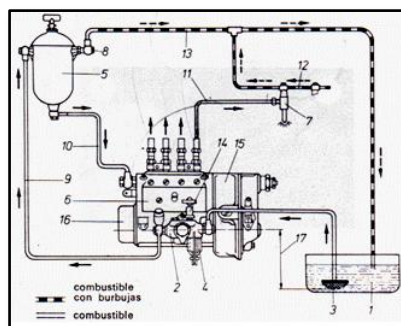
<http://www.tallerdemecanica.com/tallerbosch/cursos/mercadodiesel/inyectores.html>

En motores con inyección indirecta se pueden identificar dos tipos de precámaras: motores de inyección indirecta con cámara de turbulencia (Figura 10a) y motores de inyección indirecta con precámara (Figura 10b). En todos los casos la precámara representa los dos tercios del volumen de la cámara de combustión y debido a que ayudan a la pulverización del combustible en estas cámaras la presión de inyección es menor. El paso de una cámara a otra da como resultado motores con funcionamiento más equilibrado entre sus componentes internos, pues la fuerza aplicada sobre el pistón se realiza de manera progresiva disminuyendo así el ruido generado por la elevada compresión.

2.8 Sistema de alimentación de combustible en los motores Diesel

El sistema de alimentación (Figura 11) es el encargado de suministrar combustible para el buen funcionamiento del motor, en este sistema se diferencian dos circuitos: circuito de baja presión y circuito de alta presión.

Figura 11. Sistema de alimentación Diesel



Fuente: <http://cperezautomotriz2013ctplm.blogspot.com/2012/09/inyeccion-diesel.htm>

- | | |
|-------------------------------|---|
| 1. Depósito de combustible. | 10. Tubería de filtro a bomba de inyección. |
| 2. Bomba de alimentación. | 11. Tubo de inyección. |
| 3. Filtro. | 12. Tubería de sobrante de inyectores. |
| 4. Prefiltro. | 13. Tubo de retorno. |
| 5. Filtro principal. | 14. Bomba de mano. |
| 6. Bomba de inyección. | 15. Regulador centrífugo. |
| 7. Inyector | 16. Variador de avance de la inyección. |
| 8. Válvula de descarga. | 17. Altura máxima de aspiración |
| 9. Tubería de bomba a filtro. | |

2.8.1 *Circuito de baja de presión.* Este circuito se encarga de suministrar combustible a la bomba de alta presión. Se compone de un depósito de combustible donde se almacena el diesel y de cañerías rígidas y flexibles que conectan este y otros componentes del sistema. De una bomba de alimentación que aspira el combustible desde el depósito y pasando por un filtro lo bombea hacia la bomba de inyección a una presión que oscila entre 1 y 2 bares.

Para evitar el incremento excesivo de presión en el circuito de alimentación se cuenta con una válvula de descarga que envía el sobrante de combustible hacia el depósito. Esta válvula puede montarse en la bomba de inyección como también en el filtro de combustible.

2.8.2 *Circuito de alta presión.* La función de este circuito es impulsar el combustible a elevada presión para ser introducido en las cámaras de combustión. Este circuito se compone de una bomba de inyección capaz de incrementar la presión de inyección hasta 2000 bares según las condiciones de funcionamiento del motor. Los inyectores son los elementos de este circuito encargados de pulverizar el combustible en el interior de las cámaras de combustión.

2.9 Sistemas de inyección

Para un correcto funcionamiento del motor el combustible debe ser inyectado de forma precisa, en el momento preciso y en la cantidad exacta pues de esto depende el

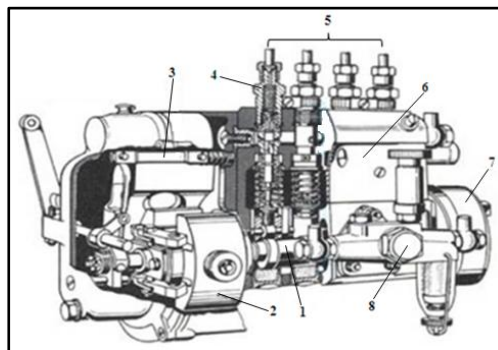
rendimiento de los motores Diesel. En base a esto las condiciones de carga son las siguientes:

- Pulverizar la cantidad combustible exacta, de acuerdo a las condiciones de funcionamiento del motor.
- Entregar el combustible en el momento preciso, asegurando una buena combustión evitando así la emisión de gases residuales. La entrega de combustible se debe realizar variando el punto de inyección según el régimen del motor.
- Incrementar la presión de inyección de 1500 a 2000 bares garantizando una buena pulverización facilitando así la combustión.
- Facilitar el ingreso de las gotas de combustible en la cámara donde se encuentra el aire comprimido.
- Mezclar de manera uniforme el combustible con el aire caliente de la cámara de combustión.

En los motores Diesel de esto se encargan las bombas de inyección, que distribuyen el combustible a cada inyector en la cantidad exacta y en el momento preciso de acuerdo a las condiciones de marcha del motor. En los motores Diesel podemos encontrar dos tipos de grupos de bombas: bombas de elementos en línea y bombas rotativas. (ARIAS, 2004 págs. 361-362).

2.9.1 Bombas de elementos en línea. Ideadas por Robert Bosch, las bombas de inyección en línea (Figura 12) fueron las más utilizadas hasta las década de los 60, siendo sustituidas en parte por las bombas rotativas. De construcción robusta; el uso de las bombas en línea se ve reducido debido a su tamaño, peso y limitado número de revoluciones. Siendo más frecuente su uso en vehículos pesados.

Figura 12. Bomba de inyección en línea

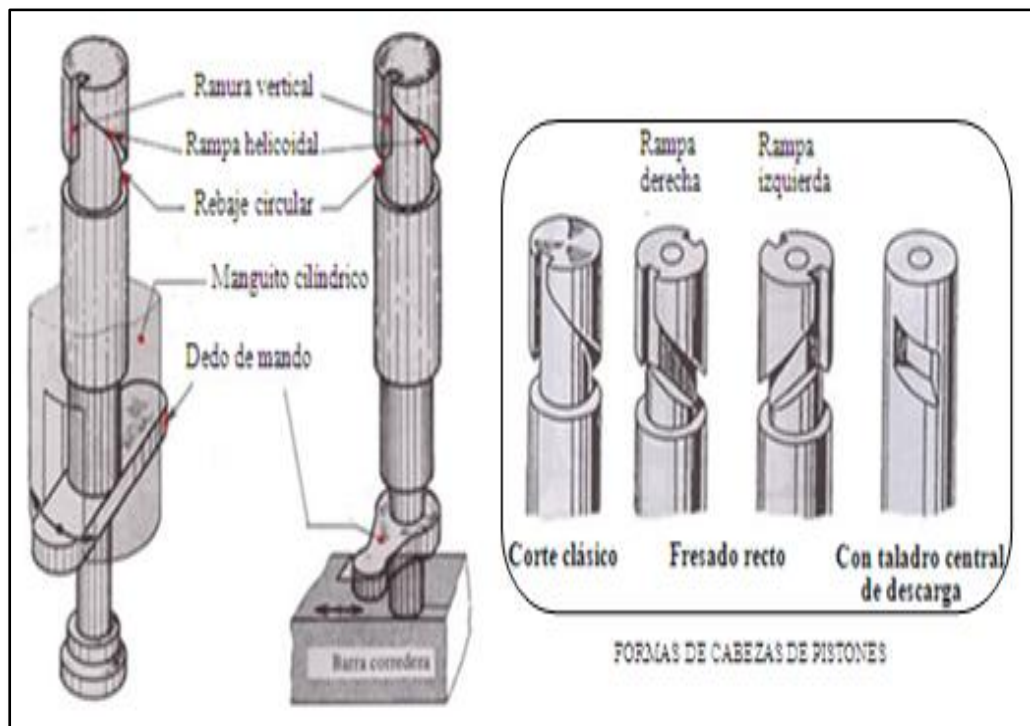


Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos96/maquinaria-minera-ii/maquinaria-ii2.shtml>

1. Árbol de levas
2. Regulador centrífugo.
3. Barra de regulación.
4. Elemento de bomba.
5. Salidas a los inyectores.
6. Carcasa de bomba.
7. Variador de avance.
8. Bomba de alimentación

Este tipo de bomba dispone de un elemento de bombeo para cada cilindro del motor, estos elementos se componen por un pistón (Figura 13) y un cilindro; estando todos los elementos envueltos por una carcasa, estos reciben el movimiento del árbol de levas de la propia bomba que a su vez es movido por un impulsor de rodillo que conecta al árbol de levas del cabezote. Pues bien, como el árbol de levas gira a la mitad que el cigüeñal, se producirá una inyección por cada dos vueltas del cigüeñal.

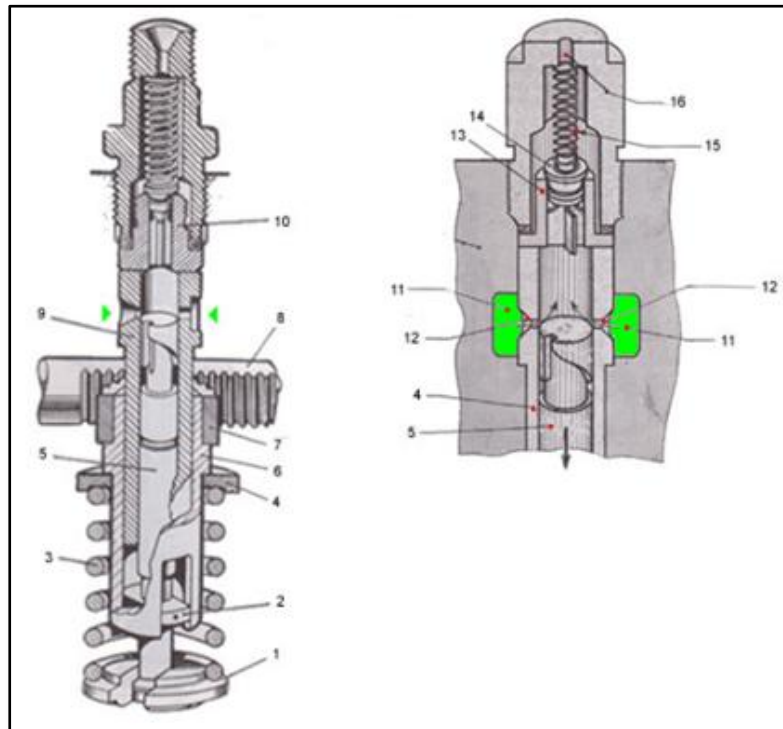
Figura 13. Pistón de bomba



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/curso-bomba-linea.htm>

2.9.1.1 Funcionamiento de las bombas de inyección en línea. En el funcionamiento de estas bombas se puede distinguir tres fases cumplidos por los elementos de bombeo (Figura 14), durante la dosificación de combustible a cada uno de los cilindros (MEGANBOY, 2013 pp. 3-6).

Figura 14. Elemento de bombeo

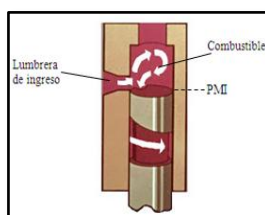


Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/curso-bomba-linea.htm>

- | | |
|-------------------------|-------------------------------------|
| 1. Platillo inferior. | 9. Cilindro de bomba. |
| 2. Guía del pistón. | 10. Válvula de reaspiración. |
| 3. Muelle. | 11. Conducto de alimentación. |
| 4. Platillo superior. | 12. Lumbrera de admisión. |
| 5. Pistón. | 13. Asiento. |
| 6. Manguito de control. | 14. Válvula. |
| 7. Sector dentado. | 15. Muelle. |
| 8. Cremallera. | 16. Conducto de salida al inyector. |

Fase de llenado. Sin la acción de la leva sobre el taque, el resorte empuja al pistón hasta el PMI haciendo que el combustible ingrese en el cilindro sobre el pistón por medio de la ranura en el rebaje (ARIAS, 2004 p. 377).

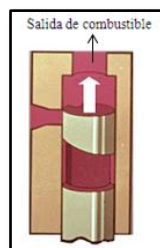
Figura 15. Fase de llenado



Fuente: <http://datoscatpillar.blogspot.com/2012/11/bombas-de-inyeccion-la-funcion-de-la.html>

Fase de inyección. El pistón inicia la carrera ascendente, con su desplazamiento cierra el ingreso de combustible (lumbrera) haciendo que la presión se incremente rápidamente siendo forzado a salir por las cañerías hacia los cilindros. Para esto es necesario que la presión en el cilindro sea capaz de vencer la resistencia de la válvula de inyección tarada a presiones elevadas para garantizar una correcta pulverización del diesel. (ARIAS, 2004 p. 377)

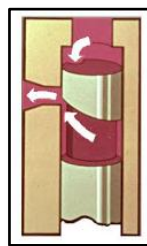
Figura 2.16 Fase de inyección



Fuente: <http://datoscatpillar.blogspot.com/2012/11/bombas-de-inyeccion-la-funcion-de-la.html>

Fase de alivio. El proceso de inyección cesa en el momento que el pistón en su carrera ascendente descubre la lumbrera de ingreso de combustible haciendo que el combustible circule de regreso al múltiple de admisión aliviando la elevada presión.

Figura 2.17 Fase de alivio

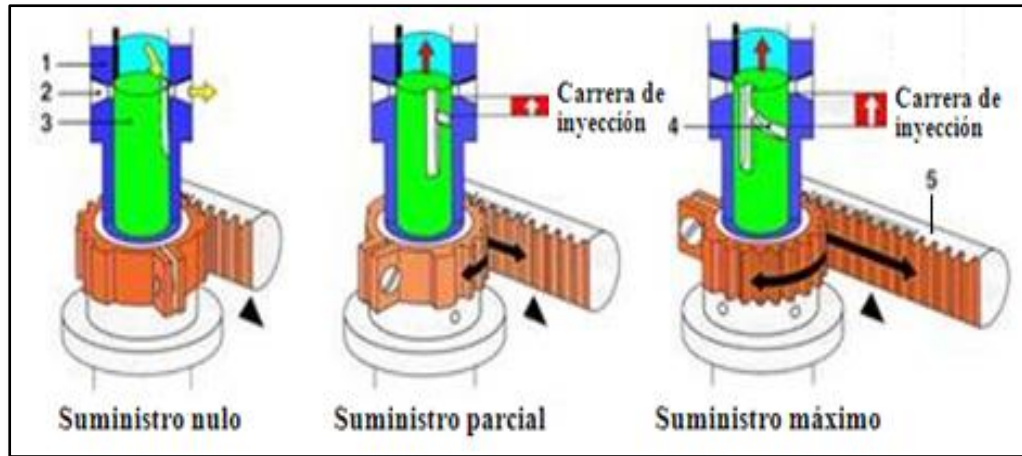


Fuente: <http://datoscatpillar.blogspot.com/2012/11/bombas-de-inyeccion-la-funcion-de-la.html>

2.9.1.2 Regulación del caudal de inyección. El caudal inyectado en este tipo de bombas depende del recorrido del pistón desde la fase de admisión hasta la fase de alivio donde la lumbrera de ingreso queda descubierta. Dicho desplazamiento depende de las condiciones de marcha del vehículo pudiendo identificarse tres tipos de suministros de combustible (Figura 18):

- Inyección nula.
- Inyección parcial.
- Inyección máxima.

Figura 18. Regulación del caudal inyectado



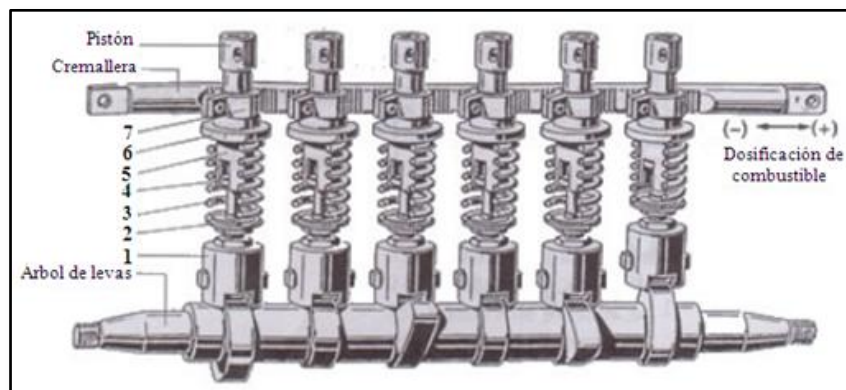
Fuente:

<http://www.tallerdemecanica.com/tallerbosch/cursos/bombas1/elementosdebombaellinea.html>

1. Cilindro de la bomba.
2. Lumbrera de admisión.
3. Pistón de la bomba.
4. Rampa sesgada.
5. Cremallera

El desplazamiento del pistón es controlado por medio de la cremallera que dependiendo del sentido de desplazamiento se pueden conseguir carreras largas o cortas del pistón para la dosificación del combustible (Figura 19)

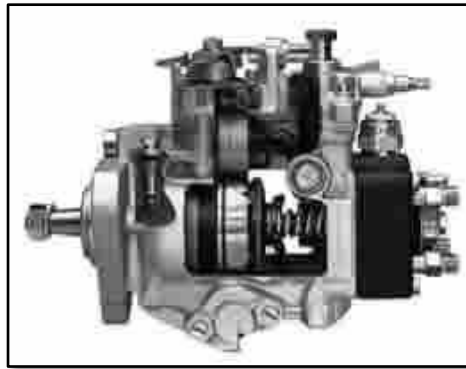
Figura 19. Dosificación del combustible



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/curso-bomba-linea.htm>

2.9.2 Bombas rotativas. Debiendo cumplir la misma función que las bombas de inyección lineal, las bombas rotativas (Figura 20) desde su invención en la década de los 60, tuvieron mayor aplicación en vehículos de cilindrada pequeña con alto número de revoluciones.

Figura 20. Bomba rotativa Bosch del tipo VE



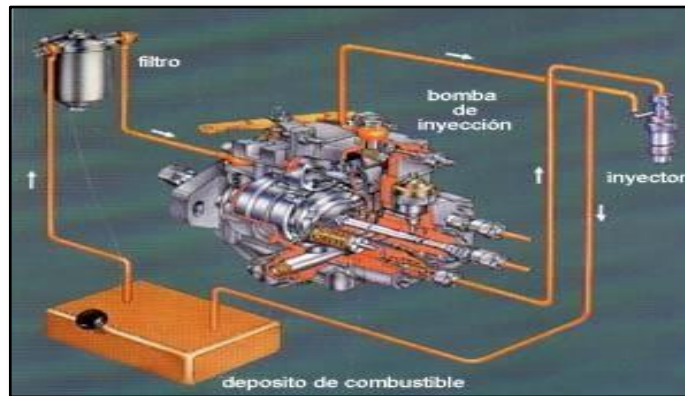
Fuente: http://www.aficionadosalamecanica.com/bomba_rotativa.htm

De diversos tipos, las bombas rotativas disponen de un solo elemento de inyección para la dosificación de combustible en los cilindros del motor que reemplaza a los elementos de bombeo mecánicos de la bomba lineal. Para la regulación de caudal de inyección este tipo de bombas dispone de un regulador mecánico o electromecánico en ciertos casos. Además cuentan con un variador de avance de la inyección para hacer efectiva la combustión de acuerdo a las condiciones de marcha del motor. Con respecto a las bombas lineales presentan las siguientes ventajas:

- Su peso y volumen son menores.
- La dosificación de combustible es igual para cada cilindro.
- Pueden alcanzar altas velocidades de rotación.
- La inversión de giro del motor es imposible.
- De fácil montaje al motor.
- Su precio es menor.

En la Figura 21, se muestra una bomba de inyección rotativa y los elementos que componen el circuito de inyección.

Figura 21. Sistema de inyección de combustible de bomba rotativa

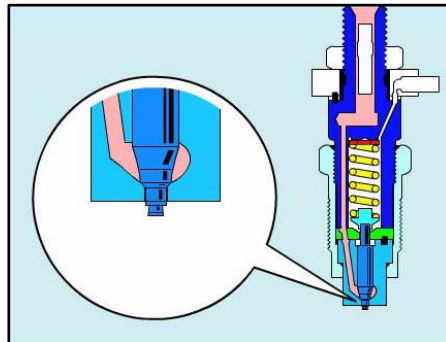


Fuente: <http://www.mecanicavirtual.org/imagesbosch/ve-circuito.jpg>, s.f.

2.10 Inyector

El inyector (Figura 22) recibe el combustible a alta presión de la bomba de inyección y lo pulveriza hasta que se convierte en una neblina en la cámara de combustión. En la mayoría de los motores Diesel, la inyección se produce directamente en la cámara de combustión, lo que reduce el tiempo de mezcla con el aire mejorando así el encendido.

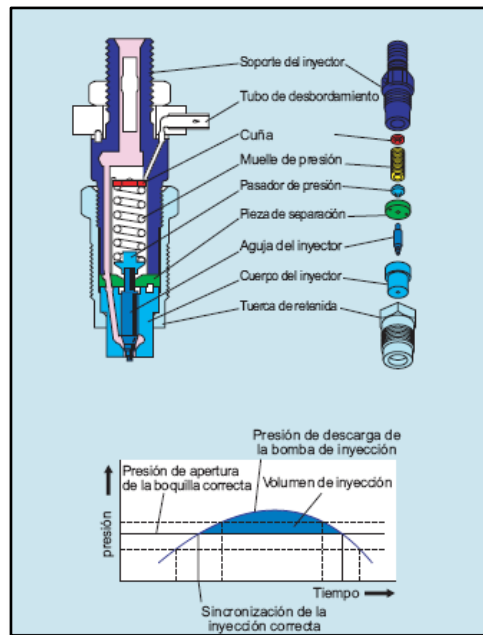
Figura 22. Inyector



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/136265518/Motor-Diesel>

Para evitar fallas en la sincronización (Figura 23) de llegada del combustible a alta presión con apertura de la aguja del inyector, la presión de apertura de la aguja del inyector debe ser correctamente calibrada a valores especificados por los fabricantes. La incorrecta apertura o cierre del inyector afectará a la sincronización con lo que el volumen inyectado varía.

Figura 23. Apertura del inyector



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/136265518/Motor-Diesel>

2.11 Sistema de precalentamiento de la cámara de combustión

Durante un arranque en frío del motor Diesel, la temperatura producto de la compresión se transmite a las paredes del cilindro por lo que el combustible no alcanza la temperatura de inflamación haciendo que el arranque sea más dificultoso. Para evitar esto en los motores Diesel se cuenta con un sistema de precalentamiento mejorando el encendido. Al calentar el aire de la cámara antes de arrancar, mejora el arranque del motor evitando la detonación diesel y reduciendo la emisión de gases contaminantes.

2.11.1 Bujía de precalentamiento. Debido a las características de funcionamiento de los motores Diesel y según lo antes mencionado, estos motores requieren de dispositivos de calentadores o bujías de precalentamiento (Figura 24) que hacen funcionar al motor en condiciones de frío.

Figura 24. Bujía de precalentamiento

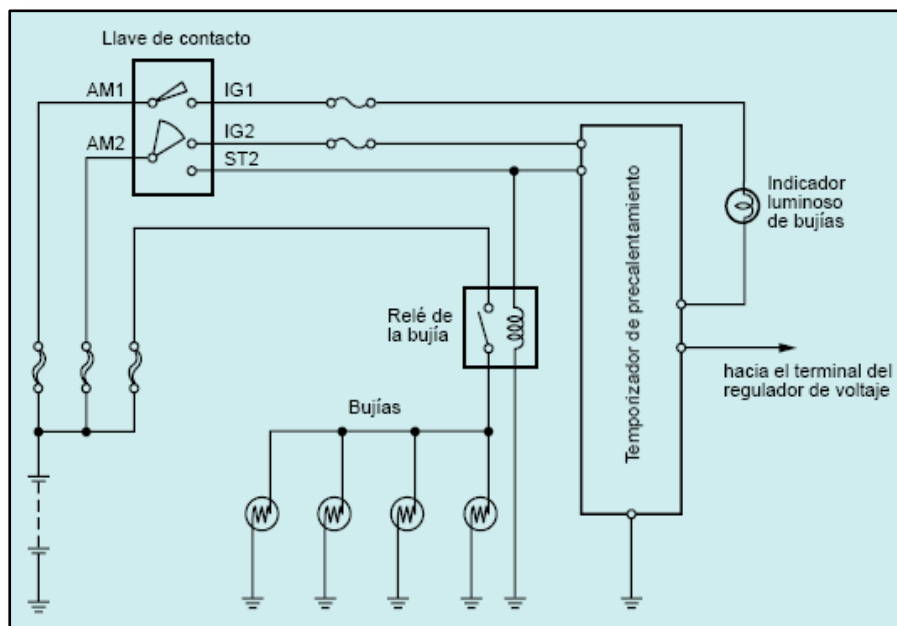


<http://es.scribd.com/doc/25518870/Motores-Diesel>

Los calentadores se montan atornillados en la culata, de tal forma de que el extremo calefactor se inserte en la precámara o cámara de combustión según sea el caso. Algunos motores Diesel llevan este calentador en el colector de admisión, haciendo que el aire que ingresa al cilindro llegue con calor adicional. Las bujías se conectan a la batería mediante temporizadores que suministran energía por intervalos de tiempo bien establecidos. Estos temporizados indican al conductor el momento en que óptimo para iniciar el arranque del motor, esto se hace mediante una luz indicadora ubicada en panel de instrumentos del vehículo.

La energía que inicia su funcionamiento es suministrada por el conductor que al accionar la llave de contacto como se muestra en la Figura 25, permite el paso de corriente hasta sus bornes, elevando la temperatura del extremo calefactor durante periodos de tiempo entre 10 y 30 segundos.

Figura 25. Circuito de precalentamiento



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/136265518/Motor-Diesel>

2.12 Motor sobrealimentado

Dependiendo de la cantidad de combustible que ingrese al cilindro durante la admisión y que se inflame en la cámara, la potencia de los motores de combustión interna será mayor o menor. Por lo que para incrementar o mejorar la potencia de los motores Diesel

es necesario mejorar la cantidad de combustible que ingrese en los cilindros. Tanto para motores Diesel como los Otto el aumento de potencia puede conseguirse de las siguientes maneras: incrementando el volumen de los cilindros, con un número mayor de cilindros o haciendo que el número de revoluciones sea mayor.

Por otro lado el incremento en el número de revoluciones requiere de construcciones más complicadas y costosas. Utilizando sobrealimentadores (Figura 26), que incrementan la cantidad de aire que ingresa en los cilindros, podemos aumentar la potencia de un motor hasta en un 35% sin modificar la cilindrada y sin variar el número de revoluciones (BOHNER, 1985 pp. 362-363).

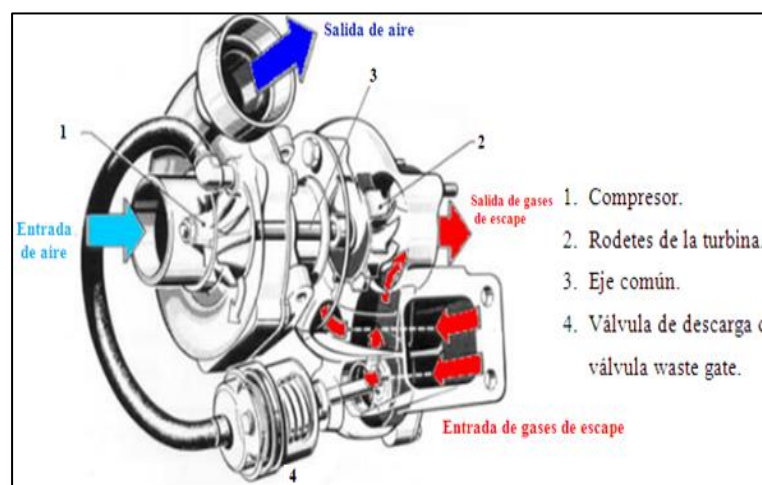
Figura 26. Turbocompresor



Fuente: <http://bimmerscolombia.co/foro/index.php?topic=131.0>

Con la instalación de un turbocompresor en los motores de automóviles, se aprovechan los gases de escape para mover la turbina que a su vez acciona el compresor. Con su acción el compresor aspira y comprime aire entregando al motor una carga fresca y comprimida. En su mayoría, un turbocompresor consta de cuatro partes principales: conjunto giratorio, caja de cojinetes, cajas de turbina y compresor (Figura 27).

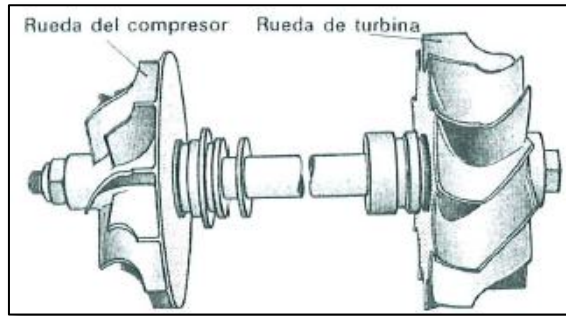
Figura 27. Partes del turbocompresor



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo2.htm>

La rueda de la turbina y la rueda compresora forman el conjunto giratorio (Figura 28). Fabricada de aleación resistente al calor por medio del método de función fina, la rueda de la turbina se une al eje por soldadura de fricción. Por otra parte de aleación de aluminio la rueda compresora va sujeta al eje por medio de una tuerca.

Figura 28. Conjunto giratorio



Fuente: BOHNER Max. Tecnología del Automóvil. p.363

Durante su funcionamiento y de acuerdo al tipo de compresor el conjunto giratorio puede alcanzar velocidades que van de 5000 a 30000 rpm en un promedio general, debido a esto el conjunto giratorio trabaja bajo grandes exigencias con respecto a la precisión de forma, a la calidad de superficie, al equilibrio dinámico y a la lubricación. Para hacer posible que el conjunto giratorio rote a grandes velocidades, va apoyado sobre cojinetes de fricción rotativos, éstos giran dentro de la caja de cojinetes y para evitar diferencia en las rotaciones tanto del eje solidario a las ruedas (turbina y compresora) y el cojinete rotativo la lubricación se realiza en el mismo sentido de rotación. Con esto además se consigue reducir el rozamiento y el desgaste excesivo.

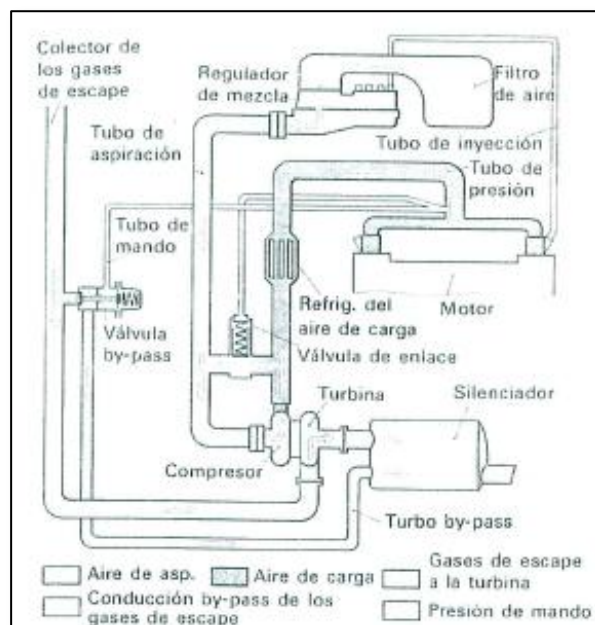
Por medio de un circuito que conecta al motor, la lubricación del cojinete rotativo se realiza con el aceite de lubricación de motor de combustión interna. Para evitar la transferencia de calor de la turbina hacia el compresor, se interpone un escudo aislador de calor. La turbina se encuentra alojada en una carcasa de hierro fundido mientras que el compresor en una carcasa de aleación de aluminio y ambas van fijadas a la caja de cojinetes.

2.12.1 Esquema de una sobrealimentación por turbocompresor. Mediante los conductos del colector los gases de escape son llevados hacia la turbina y el silenciador. A través del filtro aire y los conductos de admisión el motor aspira aire fresco y

mediante el compresor se lleva al motor. Manteniendo la presión de carga de aire fresco entre 0,2 y 0,5 bar se logra que la potencia incrementada al motor cumpla con las necesidades del mismo.

Regida mediante la sobrepresión del aire comprimido, una válvula controla la presión de aire que ingresa al motor haciendo que la carga este de acuerdo los requerimientos del motor. Esta válvula se conecta en una tubería de derivación en by-pass conectando los gases de escape con el silenciador de esta manera los gases residuales del motor no pasan por la turbina regulando la velocidad de giro de la rueda compresora y así disminuyendo la presión de carga. (BOHNER, 1985 pp. 363-364)

Figura 29. Esquema de la sobrealimentación por turbocompresor



Fuente: BOHNER Max. Tecnología del Automóvil. p.364

Para garantizar la rápida respuesta del motor de combustión interna al acelerar ya sea durante el descenso en pendientes o al funcionar con el motor parado y con carga pequeña es necesario mantener alto el número de revoluciones del compresor para esto se instala una válvula de enlace que conecta las tuberías de presión y aspiración. Esta válvula funciona mediante la depresión existente en el múltiple de admisión, al abrirse permite que los gases que ingresan al motor circulen sin presión y con esto la rueda compresora gira libremente garantizando un alto número de revoluciones en la misma.

2.12.2 Ventajas de la sobrealimentación por turbocompresor. En los motores turbocargados la energía para el funcionamiento del compresor se la obtiene de los

gases residuales del motor que de lo contrario se perderían. Al tener un mejor llenado de los cilindros, el contenido de partículas de combustible en los gases de escape disminuyen considerablemente con lo que también se consigue un incremento en la potencia del motor, como se indica en curva características de motores (Figura 30). En los motores sobrealimentados el par de giro del motor se desarrolla más favorablemente. Estos motores son más livianos en cuanto a la potencia que entregan, debido a que el incremento del par motor se realiza sin modificar sus dimensiones ni su número de revoluciones. En los intervalos medio y superior de rpm el consumo de combustible es menor. (BOHNER, 1985 pp. 364-365).

En base a este tipo de selección vamos a poder seleccionar de una manera correcta para así evitar en un futuro algún daño a los componentes de más riesgos dentro del motor como son el pistón y la biela.

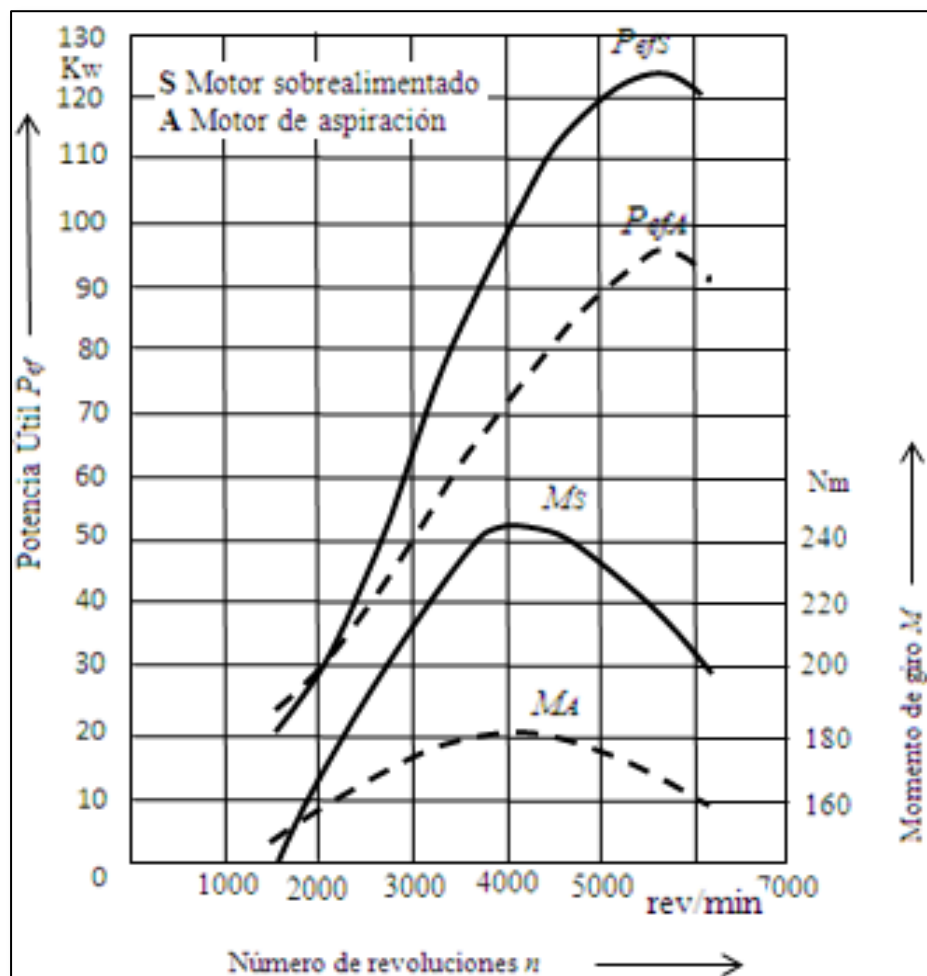


Figura 30. Curvas características de motores
Fuente: BOHNER Max. Tecnología del Automóvil. p.364

CAPÍTULO III

3. DIAGNÓSTICO TÉCNICO DEL MOTOR, SELECCIÓN, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE SUS ELEMENTOS

3.1 Diagnóstico del motor

El motor Nissan SD 22-357109 (Figura 31) registrado en la Unidad de Control de Bienes con N° 8370 perteneciente a la Escuela de Ingeniería Automotriz nos fue encargado para su reparación y repotenciación debido a que en su estado fue imposible ponerlo en marcha y con el propósito de incorporarlo al laboratorio de motores de la Escuela como material didáctico se planteó la realización del presente trabajo de graduación de cual este motor es objeto de realización.

Figura 31. Motor Nissan Diesel SD 22



Fuente: Autores

Una vez finalizado los trámites correspondientes para su uso, se realizó una inspección visual del motor antes mencionado dando como resultado que no poseía partes que componen los diferentes sistemas esenciales para la puesta en marcha como: motor de arranque, radiador, mangueras y cañerías del sistema de refrigeración, cableado del sistema de encendido y arranque, eje de balancines armado y otros.

3.1.2 Estado de los cilindro

Tabla 1. Estado de los cilindros

DIMENSIONES OBTENIDAS DEL MOTOR					
Cilindros	1°	2°	3°	4°	\bar{X}
Diámetro [cm]	82.98	83.00	82.98	83.00	82.99
Carrera [cm]	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0

Fuente: Autores

$$VH = \frac{D^2 \cdot \pi \cdot s \cdot i}{4} \quad (5)$$

$$VH = \frac{(8.299cm)^2 (3.1416) (10.00cm) (4)}{4}$$

$$VH = 2163.80cm^3 = 132.10plg^3$$

Dónde:

VH: Cilindrada del motor.

D: Diámetro del cilindro, en cm.

s: Carrera del pistón, en cm.

i: Número de cilindros, 4.

Con esto sabemos que los cilindros están en buen estado, verificamos que las camisas han sido cambiadas y que el motor ha tenido poco uso después de su reparación dado que la cilindrada estándar de estos motores es de 2164 cm^3 . Ver Anexo 1 para realizar la transformación de unidades.

3.1.3 Estado de los pistones. De tipo cabeza plana y con rin de aceite en la falda, los pistones (figura 3.2) del motor aquí presentado, al igual que las camisas estaban en buenas condiciones de funcionamiento; presentaban pequeños residuos de hollín en su parte superior característico de estos motores.

Figura 32. Pistón Nissan SD 22



Fuente: Autores

3.1.4 *Estado de cojinetes de rodamiento de pie de biela y apoyos de cigüeñal.*

Debido a que el motor aquí estudiado después de haber sido reparado, gran parte del tiempo fue almacenado en las bodegas de la Escuela; los cojinetes de rodamiento no presentaban síntomas de desgaste debido a su inutilización, es decir el motor no fue puesto en marcha por largos periodos de tiempo.

3.1.5 *Diagnóstico y reparación de la bomba de inyección.* Dadas las condiciones en que se encontraba almacenado el motor Nissan SD22, la bomba de inyección tipo KIKI BOSCH en línea (Figura 33) presentaba acumulación de polvo y pequeñas fugas aceite por lo que tuvo que ser cuidadosamente desarmada y lavados todos sus componentes internos.

Figura 33. Bomba de inyección tipo KIKI BOSCH en línea



Fuente: Autores

3.1.5.1 *Despiece y sustitución de elementos con desgaste.* En su totalidad la bomba de inyección fue desarmada para comprobar el desgaste en los elementos de bombeo. En este proceso se comprobó que el principal elemento en mal estado era el diafragma (Figura 34), elemento encargado de generar el vacío para la alimentación de combustible.

Figura 34. Diafragma



Fuente: Autores

Para garantizar que la presión de inyección sea la adecuada, fueron reemplazados además los pistones (Figura 35) que presentaban síntomas de desgaste.

Figura 35. Pistones



Fuente: Autores

Los inyectores fueron recalibrados a la presión de apertura de 10,297 kPa o 103 bar, ver Anexo 2 para realizar la conversión de unidades, recomendado por el fabricante. Para esto se utilizó el probador de bombeo manual (Figura 36).

Figura 36. Probador de bombeo manual



Fuente: Autores

3.2 Selección de elementos y accesorios para el funcionamiento del motor

3.2.1 Motor de arranque. Esencial para la puesta en marcha del motor, el motor de arranque (Figura 37) debido a su modelo no pudo ser hallado totalmente nuevo por lo que fue adquirido en una casa de venta de repuestos usados.

Figura 37. Motor de arranque Nissan SD 22



Fuente: Autores

Para comprobar si el modelo adquirido cumple con las características del motor de arranque (Tabla 2) para este tipo de motor, se verificó la placa de identificación con los datos de un modelo original del manual de mantenimiento del SD 22, siendo totalmente compatible.

Tabla 2. Características de motor de arranque

Marca	HITACHI
OEM N°	23300-G003
Voltaje	12V
Sentido de rotación	Horario visto del lado del piñón
Longitud escobilla	17 mm
Número de dientes piñón	9
Carga	<ul style="list-style-type: none">• 11.5 V• 60 A• 12 Nm• 2.0 kW

Fuente: Autores

3.2.3 Batería. En la selección de la batería para el sistema de arranque se tuvo en cuenta los factores más importantes en el momento de elegir una batería de vehículo como el tamaño, marca, capacidad de reserva, fecha de fabricación y amperios de

arranque en frío. En nuestro caso adquirimos una batería ECUADOR y por el costo se optó por una con mantenimiento requerido de 60 HP la misma que debe ser capaz de proporcionar arranque por varias ocasiones en caso de ser necesario. En la Tabla 3 se indican las características de la batería seleccionada para nuestro proyecto.

Tabla 3. Características de la batería seleccionada

Marca	ECUADOR
N° placas	13
Amperios	80A
Voltaje	12V
CA (27°C)	890Ah
Capacidad nominal	80Ah
B.C.I. grupo	34 FE/NS70BL

Fuente: Autores

3.2.4 Radiador y mangueras. Siendo partes principales del sistema de refrigeración, el radiador y las mangueras fueron seleccionados de acuerdo a las especificaciones del fabricante del motor, según los siguientes datos:

Figura 38. Radiador



Fuente: Autores

Tabla 4. Características técnicas del radiador

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	
Forma de intercambiar calor	Agua - Aire
Dimensiones	(450x750) mm
Material	Aluminio - Plástico
Capacidad de refrigerante	8 litros
Cilindrada motor	1.4 – 2.4 l
Tipo de motores	Diesel
Características constructivas	6 filas

Fuente: Autores

3.2.5 *Correas para accesorios.* La correa o banda de accesorios, de acuerdo a especificaciones del fabricante y según el montaje debía cumplir las siguientes características:

- Tipo: En V
- Fuerza de presión al montaje: 98 N.
- Deflexión: 8 – 12mm.

Para garantizar su buen funcionamiento la correa seleccionada es nueva de marca DAYCO de 35 cm de diámetro.

3.2.6 *Bomba de agua.* La bomba de agua fue seleccionada nueva verificando que sea para un motor Nissan SD22 y que así el caudal entregado al sistema de refrigeración del motor sea el correcto.

3.2.7 *Ventilador.* El ventilador es de las mismas características que el original del motor, garantizando el caudal necesario para mantener la temperatura del radiador. En la selección del ventilador se tuvo en cuenta el acople en la polea.

Figura 39. Ventilador



Fuente: Autores

3.2.8 *Bujías de precalentamiento.* Las bujías de precalentamiento fueron adquiridas las recomendadas por el fabricante en la marca de HANSA PARTS de 12V y de acuerdo al sistema de encendido del motor con 12 mm de elemento calefactor.

Figura 40. Bujía de precalentamiento para motor diésel



Fuente: Autores

3.2.9 Kit de empaques. Elementos sellantes, el kit de empaques (Figura 41) garantiza estanqueidad entre las diferentes partes que componen los sistemas de lubricación y enfriamiento del motor.

Figura 41. Kit de empaques SD22



Fuente: Autores

En la selección se tuvo en cuenta la garantía que éstos ofrecen, siendo los seleccionados de marca THG con OEM N° 10101-V1727, compuestos por los siguientes empaques y materiales:

Tabla 5. Composición del material de los empaques

Junta culata	<ul style="list-style-type: none"> • Non-asbestos con Silicón. • Metal • Grafito
Tapa válvulas	Silicón
Retenes de válvulas	Poli acrílico
Retenes de aceite	Silicón

Fuente: SD22 THG GASKET MATERIAL COMPOSITION

3.3 Selección de los elementos para el tablero de control

Los elementos principales para el tablero control incluyen:

- Manómetro de presión de aceite.
- Manómetro de temperatura de agua.
- Amperímetro
- Luz testigo de presión de aceite.
- Luz testigo de carga.
- Luz testigo de arranque Ok.
- Interruptor de encendido.

Todos los indicadores están instalados en una superficie plana de acero inoxidable a la altura de 1.20 m.

3.4 Selección del turbocompresor.

3.4.1 *Cálculos para la selección del turbo para el motor Nissan Diesel SD22.* Con los datos técnicos del motor Nissan diesel SD22 (Tabla 3) se realizó el análisis matemático que permita seleccionar un turbocompresor que se ajuste a las necesidades y características del motor.

Tabla 6. Características del motor Nissan diésel

Marca	Nissan
Modelo	SD22 -357109
Orden de encendido	1-3-4-2
Tipo de combustible	Diesel
Posición cilindros	4 cilindros en línea.
Distribución	OHV de 8 válvulas.
Carrera	100.00mm
Diámetro	82.98mm
Cilindrada	2164.94cm ³
Relación de compresión.	20.8:1
Potencia hp/rpm máx.	53/3800
Torque Nm/rpm máx.	190/2700

Fuente: Manual de mantenimiento Nissan Diesel SD22

Con la potencia real del motor $P_r = 53$ HP y considerando las condiciones geográficas de la ciudad de Riobamba donde funcionará el turbocompresor como la presión de admisión o presión atmosférica $P_{atm} = 72.1$ kPa (0.721 bar) a la altura de 2754 msnm (ver Anexo 4); se procedió a realizar el análisis matemático.

3.4.1.1 Cálculo y análisis de la relación de presión. La relación de presión (R_p), nos sirve para determinar mediante mapas de turbocompresores, la relación de densidad de aire para después mediante fórmula poder determinar el caudal de aire por minuto que nuestro turbocompresor necesita proporcionar al motor. Para esto se relaciona la presión de sobrealimentación o a la salida del turbo (P_s) con la presión atmosférica o de entrada de aire (P_a) quedando la fórmula de la siguiente manera (International, 2012 p. 2):

$$R_p = \frac{P_s}{P_{atm}} \quad (6)$$

Dónde:

R_p = Relación de presión.

P_s = Presión de sobrealimentación, en bar.

P_a = Presión atmosférica, en bar.

En una instalación de turbocompresor con válvula de restricción de carga, los valores de aire fresco aportado por el compresor se mantienen entre 0.2 y 0.5 bar (2.90 y 7.25 psi), en nuestro utilizaremos un valor promedio de la carga constante suministrada por el turbocompresor en sistemas ideales, siendo su valor promedio el siguiente:

$$\overline{P_s} = \frac{0.2 \text{ bar} + 0.5 \text{ bar}}{2} \quad (7)$$

$$\overline{P_s} = 0.35 \text{ bar}$$

Valores en condiciones a nivel del mar, en nuestro caso debemos sumarle la presión atmosférica de 0.721 bar (10.46 psi). Quedando la presión de sobrealimentación de la siguiente manera:

$$P_s = 0.35 \text{ bar} + 0.721 \text{ bar} \quad (8)$$

$$P_s = 1.071 \text{ bar} = 15.534 \text{ psi}$$

En el caso de la presión de admisión se debe considerar las pérdidas de presión debido a resistencia por la calidad de superficie de los conductos de admisión y el filtro de aire,

siendo el valor de depresión de 0,0689 bares (1psi). Debido a esto la presión de admisión al turbo (P_{aT}) nos queda de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} P_{aT} &= P_{atm} - P_{pérdidas} \\ P_{aT} &= 0.721 \text{ bar} - 0.0689 \text{ bar} \\ P_{aT} &= 0.6521 \text{ bar} = 9.4579 \text{ psi} \end{aligned} \quad (9)$$

Con los datos anteriores se puede calcular la relación de presión:

$$\begin{aligned} R_p &= \frac{P_s}{P_{aT}} \\ R_p &= \frac{1.071 \text{ bar}}{0.652 \text{ bar}} \\ R_p &= 1.64 \end{aligned} \quad (10)$$

3.4.1.2 Cálculo y análisis del flujo de aire a través del turbocompresor (CFM). El CFM corresponde la carga de aire comprimido entregado al motor por el compresor, su valor se puede indicar ya sea en unidades de masa o volumen por unidad de tiempo (lb/min o ft³/min) utilizando la densidad del aire como factor de conversión. Para el cálculo del flujo de aire se necesitan conocer los siguientes datos:

- Potencia media del motor sin carga (P_e).
- Relación estequiométrica aire/combustible.
- Consumo específico de combustible (b).

Potencia media del motor sin carga. La potencia media del motor nos indica el trabajo realizado por el motor sin carga, es decir montado sobre un banco de pruebas. En el caso de nuestro motor es de 53 Hp o 39.54 kW.

Relación estequiométrica aire/combustible. En los motores Diesel la relación estequiométrica aire/combustible es de 14.5:1, es decir para quemar 1 gramo de diesel se necesitan 14.5 gramos de aire.

Consumo específico de combustible. Se calcula en primer lugar el consumo de combustible por hora con la siguiente ecuación (HANDLES, 1986 pág. 161), éste valor muy importante para los siguientes cálculos.

$$B = \frac{K \cdot \rho \cdot 3600}{t} \left[\frac{g}{h} \right] \quad (11)$$

Dónde:

B = Consumo por hora, en kg/h.

K = Consumo de combustible de acuerdo a la potencia, en cm^3 .

ρ = Densidad del combustible, en g/cm^3 .

t = Tiempo continuo (duración de la prueba) en el banco de pruebas, en s.

$$B = \frac{K \cdot \rho \cdot 3600}{t} \left[\frac{g}{h} \right]$$

$$B = \frac{(160 \text{ cm}^3) \left(\frac{0.832 \text{ g}}{\text{cm}^3} \right) (3600)}{30 \text{ s}}$$

$$B = 15974.4 \left[\frac{\text{g}}{\text{h}} \right], \text{ ó } 0.587 \left[\frac{\text{lb}}{\text{min}} \right]$$

Ahora calculamos el consumo específico de combustible mediante la siguiente ecuación (HANDLES, 1986 pág. 161):

$$b = \frac{B}{Pe} \left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right] \quad (12)$$

Dónde:

b = Consumo específico, en g/kWh .

B = Consumo por hora, en kg/h.

Pe = Potencia efectiva, en kW.

$$b = \frac{B}{Pe} \left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right]$$

$$b = \frac{4.44 \times 10^{-3} \text{ kg/s}}{39.54 \text{ kW}}$$

$$b = 1.124 \times 10^{-4} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kW} \cdot \text{s}} \right] \text{ ó } 0.011 \left[\frac{\text{lb}}{\text{Hp} \cdot \text{min}} \right]$$

Con estos datos calculamos el CFM con la fórmula siguiente:

$$CFM = Pe \cdot \text{Relacion estequiométrica} \cdot b \quad (13)$$

$$CFM = (39.54kW)(14.5)\left(\frac{1.124 \times 10^{-4} kg}{kW \cdot s}\right)$$

$$CFM = 0.0643 \left[\frac{kg}{s} \right] \text{ ó } 8.51 \left[\frac{lb}{min} \right]$$

3.4.1.3 Análisis y cálculo de la presión en el múltiple de admisión. Calculada de acuerdo a la potencia del motor, la presión absoluta en el múltiple de admisión (P_{ma}) se determina mediante la siguiente fórmula (International, 2012):

$$P_{am} = \frac{CFM \cdot R \cdot (460 + T_{ma} \text{ } ^\circ F)}{\eta_v \left(\frac{n}{2}\right) \cdot VH} \quad (14)$$

Dónde:

CFM = Flujo de aire necesario, en lb/min.

R = Constante de gases.

T_{am} = Temperatura teórica en el múltiple de admisión, en $-2.55^\circ C$.

η_v = Rendimiento volumétrico.

VH = Cilindrada del motor, en plg^3 .

n = RPM máx, en rpm.

Cálculo del Grado de admisión (rendimiento volumétrico). Para determinar el rendimiento volumétrico, utilizamos la siguiente ecuación:

$$\eta_v = \frac{V_F}{V_h} \quad (15)$$

Dónde:

η_v = Rendimiento volumétrico.

V_F = Cantidad de gas nuevo aspirado por cilindro, en cm^3 .

V_h = Cilindrada del cilindro, en cm^3 .

$$\eta_v = \frac{V_F}{V_h}$$

$$\eta_v = \frac{430 \text{ } cm^3}{541.235 \text{ } cm^3}$$

$$\eta_v = 0.80$$

Pues bien, conocido el valor del rendimiento volumétrico ya podemos calcular el P_{am} , quedando la ecuación de la siguiente manera:

$$P_{am} = \frac{CFM \cdot R \cdot (460 + T_{ma} \text{ } ^\circ F)}{\eta_v \left(\frac{n}{2}\right) \cdot VH}$$

$$P_{am} = \frac{(8.51 \text{ lb/min}) (639.6)(460 + 27.41^\circ F)}{(0.80) \left(\frac{3800}{2}\right) (132.1132 \text{ plg}^3)}$$

$$P_{am} = 13.21 \text{ psi} = 0.90 \text{ bar}$$

Una vez que el sistema de turbocompresor esté montado en el motor, se deben tomar en cuenta las pérdidas de presión por accesorios (ΔP), para esta diferencia se toma en cuenta la longitud de los conductos, diseño de conductos, filtro entre otros. En sistemas sobrealimentados se considera un valor medio de pérdidas de 2psi (0.138 bares). Considerando este valor, la presión de sobrealimentación (P_{ST}) queda de la siguiente manera:

$$P_{ST} = P_{am} - \Delta P \quad (16)$$

$$P_{ST} = 0.90 \text{ bar} - 0.138 \text{ bar}$$

$$P_{ST} = 0.762 \text{ bar} = 10.7 \text{ psi}$$

Con este valor, se calcula la relación de presión en un sistema turboalimentado (R_{PT}).

$$R_{PT} = \frac{P_{ST}}{P_{aT}}$$

$$R_{PT} = \frac{0.762 \text{ bar}}{0.6521 \text{ bar}}$$

$$R_{PT} = 1.16$$

3.4.1.4 Análisis y cálculo de la temperatura en el múltiple de admisión con el sistema turboalimentado montado en el motor. El aumento de la potencia de un motor de

combustión interna, resulta también en un incremento de la temperatura esto debido a la transferencia de calor de la parte del turbocompresor que se encuentra en contacto con los gases de escape que pueden alcanzar de 800 a 1000°C. La temperatura en el múltiple de admisión se ve afectada además por la presión generada por la rueda compresora, debido a esto es importante conocer el incremento de temperatura pues según sea la temperatura se seleccionará el enfriador de aire que más adelante lo estudiaremos. Para el cálculo de la temperatura en el múltiple de admisión se utiliza la siguiente ecuación:

$$T_T = \left(\frac{P_{ST}}{P_{aT}} \right)^{1-\frac{1}{X}} (T_a) \quad (17)$$

Dónde:

T_T = Temperatura en el múltiple de admisión con turbocompresor, en °K.

P_{ST} = Presión de sobrealimentación, en psi.

P_{aT} = Presión de admisión al turbo, en psi.

$X = R_{PT}$ = Exponente adiabático.

T_a = Temperatura teórica ambiente a 2754 msnm, en °K.

$$T_T = \left(\frac{P_{ST}}{P_{aT}} \right)^{1-\frac{1}{X}} (T_a)$$

$$T_T = \left(\frac{11.2 \text{ psi}}{9.4579 \text{ psi}} \right)^{1-\frac{1}{1.16}} (270.6 \text{ °K})$$

$$T_T = 309.78 \text{ °K} = 36.63 \text{ °C}$$

Como vemos existe un aumento en la temperatura de los gases de admisión, por lo que en la sobrealimentación de motores se debe tener en cuenta si el objetivo es mejorar el rendimiento volumétrico del motor.

3.4.1.5 Análisis y cálculo del incremento en la presión de compresión. La relación de compresión es otro factor que se ve afectado por la sobrealimentación, como ya se dijo con la instalación de un turbocompresor incrementamos la potencia del motor pero esto se logra con el incremento de la relación de compresión. De la Tabla 6 sabemos que la relación de compresión en nuestro motor con aspiración natural es de 20.8:1, para el cálculo del incremento de la relación de compresión en primer lugar se debe calcular la

presión de compresión comparando los resultados con aspiración natural y con el sistema de sobrealimentación. La presión de compresión se calcula con la siguiente ecuación:

$$P_C = P_{atm}(R_c)^Y \quad (18)$$

Dónde:

P_c = Presión de compresión.

P_a = Presión atmosférica a 2754 msnm, en bar.

R_c = Relación de compresión.

Y = Valor politrópico.

$$\begin{aligned} P_C &= P_{atm}(R_c)^Y \\ P_C &= 0.721 \text{ bar } (20.8)^{1.5} \\ P_C &= 68.4 \text{ bar} = 992 \text{ psi} \end{aligned}$$

Para determinar el incremento en la presión de compresión se realiza el mismo cálculo anterior pero en este caso se toma en cuenta la presión de sobrealimentación P_{ST} de 1.63 bar, quedando la ecuación de la siguiente manera (International, 2012):

$$P_{CT} = P_{ST}(R_c)^Y \quad (19)$$

Dónde:

P_{CT} = Presión de compresión con turbocompresor instalado, en psi.

P_{ST} = Presión de sobrealimentación. en bar.

RC = Relación de compresión.

Y = Valor politrópico

$$\begin{aligned} P_{CT} &= P_{ST}(R_c)^Y \\ P_{CT} &= 0.77 \text{ bar } (20.8)^{1.5} \\ P_{CT} &= 73.044 \text{ bar} = 1059.418 \text{ psi} \end{aligned}$$

Ahora podemos calcular el incremento en la presión de compresión (I_C).

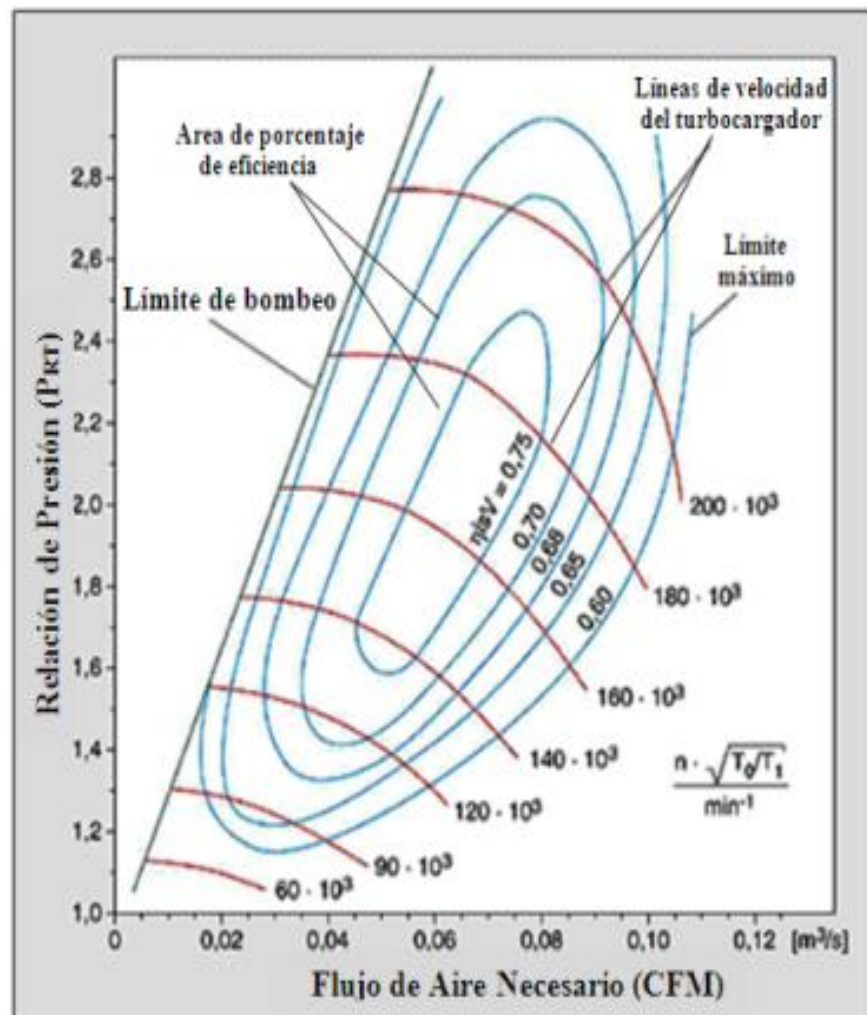
$$I_C = \frac{P_{ct} - P_c}{P_{CT}} \cdot 100\% \quad (20)$$

$$I_C = \frac{73.044 \text{ bar} - 68.4 \text{ bar}}{73.044} \cdot 100\%$$

$$I_C = 6.36\%$$

3.4.2 Análisis del rendimiento de un turbo de acuerdo al mapa. En el mercado existen turbocompresores para cada tipo de motor por lo que cada compresor posee diferentes características de funcionamiento, que es descrito mediante un mapa o gráfica de compresión. El mapa de un turbocompresor (Figura 42) se divide en dos ejes, en el eje vertical se identifican los valores de la relación de presión (R_{PT}) mientras que el eje horizontal el caudal de aire necesario o requerido por el motor (CFM). (International, 2012)

Figura 42. Mapa de un turbocompresor

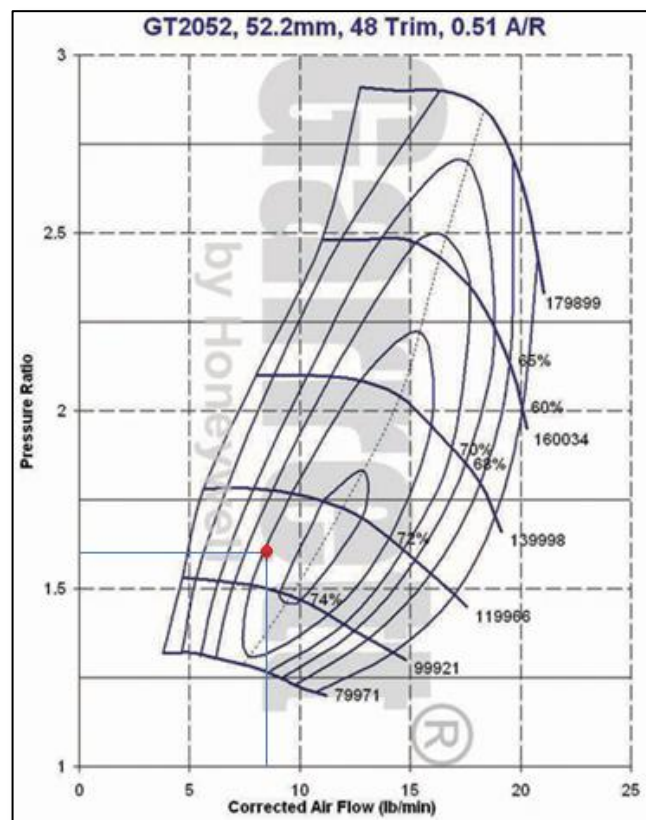


Fuente: <http://www.turbos.bwauto.com/es/products/turbochargerCompressor.aspx>

3.4.3 Turbocompresor seleccionado. Considerando los datos técnicos del motor Nissan Diesel SD22, los resultados obtenidos en el análisis de selección ($R_{PT} = 1.60$ y $CFM = 8.51$ lb/min) y el estudio de diagramas de funcionamiento de los turbocompresores se determinó el ideal para nuestro motor.

De acuerdo a la disponibilidad en el mercado y su facilidad de adquisición fueron dos marcas de turbos las seleccionadas: GARRETT y FUYUAN.

Figura 43. Mapa del turbocompresor seleccionado



Fuente:

<http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbocharger#GT2052%20%283%29>

3.4.3.1 Datos técnicos de turbocompresores opcionales

Tabla 7. Turbocompresor Garrett

Turbocompresor GARRETT	
Modelo	GT 2052 (3)
Turbo PN	727264-3
Tipo	Geometría fija
Cilindrada motor	1.4 - 2.0 l
Sistema de enfriamiento	Enfriado por aceite

Fuente: Autores

Tabla 8. Turbocompresor Fuyuan

Turbocompresor FUYUAN	
Modelo	SJ69F-1YC
Turbo PN	12060440
Tipo	Geometría fija
Cilindrada motor	1.6 - 2.1 l
Sistema de enfriamiento	Enfriado por aceite

Fuente: Autores

3.4.3.2 *Análisis del mapa del turbocompresor seleccionado.* De acuerdo a los valores de R_{PT} y CFM , podemos observar en la gráfica el turbocompresor se encuentra en el área de eficiencia del 74%, entre las líneas de velocidad de 99921 y 119966 rpm.

Figura 44. Turbocompresor seleccionado

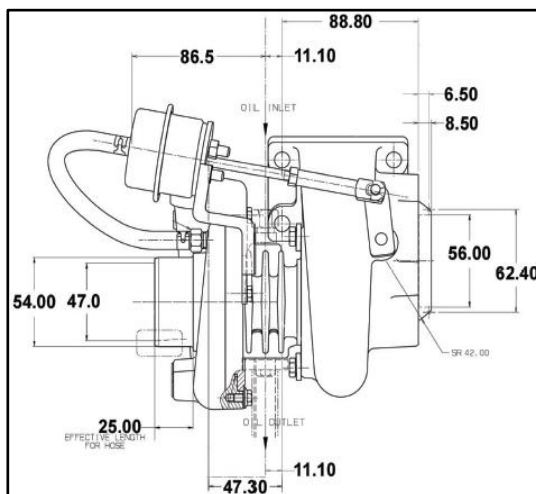


Fuente:

<http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbocharger#GT2052%20%283%29>

3.4.3.3 *Dimensiones del turbocompresor seleccionado.* El turbocompresor para el motor Nissan SD22 presenta las siguientes dimensiones (Figura 45) en mm:

Figura 45. Dimensiones turbocompresor seleccionado



Fuente:

<http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbocharger#GT2052%20%283%29>

3.4.3.4 *Dimensiones y diseños de construcción.* En la Figura 46, se pueden ver los

diámetros tanto de la turbina y la rueda compresora.

Figura 46. Dimensiones de construcción

GT2052		COMPRESSOR				TURBINE		
Turbo PN	CHRA PN	Ind Whl Dia	Exd Whl Dia	Trim	A/R	Whl Dia	Trim	A/R
727264-3	451298-44	36.1mm	52.2mm	48	0.51	47.0mm	72	0.50
727264-7	451298-44	36.1mm	52.2mm	48	0.51	47.0mm	72	0.50

Fuente:

<http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbocharger#GT2052%20%283%29>

3.5 Diseño del nuevo sistema de admisión con sistema turboalimentado

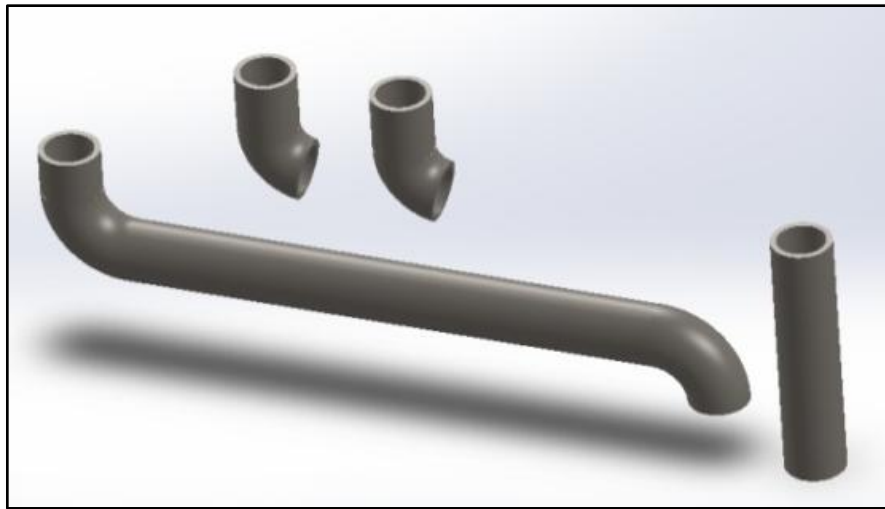
Teniendo en cuenta la facilidad de montaje, el incremento de masa de aire de admisión y la temperatura alcanzada por los gases de entrada, el nuevo múltiple de admisión para el motor Nissan Diesel SD22 debe ser de fácil montaje, capaz de ofrecer la menor resistencia a la circulación de los gases y soportar las elevadas temperaturas anteriormente calculadas.

Para el nuevo diseño se tomó en cuenta la forma y dimensiones del múltiple de escape original debido a que el múltiple de admisión se encuentra instalado al junto al de escape. Para esto se utilizó tubo de acero inoxidable de 40 mm de diámetro exterior con 4 mm de espesor, obteniendo así gran resistencia a las altas temperaturas y presiones originadas por la compresión. En su construcción se cortaron tubos de las siguientes dimensiones:

- 1 tubo de 500mm.
- 2 tubos de 70mm.
- 1 tubo de 170mm.
- 1 disco abrasivo de corte.

Con el material seleccionado y cortado, se procedió a doblar los tubos en una dobladora hidráulica apropiada para realizar este tipo de trabajos. Una vez terminado los dobleces y verificado que no tenga ningún daño físico los tubos quedaron listos para poder ser usados en la siguiente etapa del proyecto como se muestra en la Figura 47.

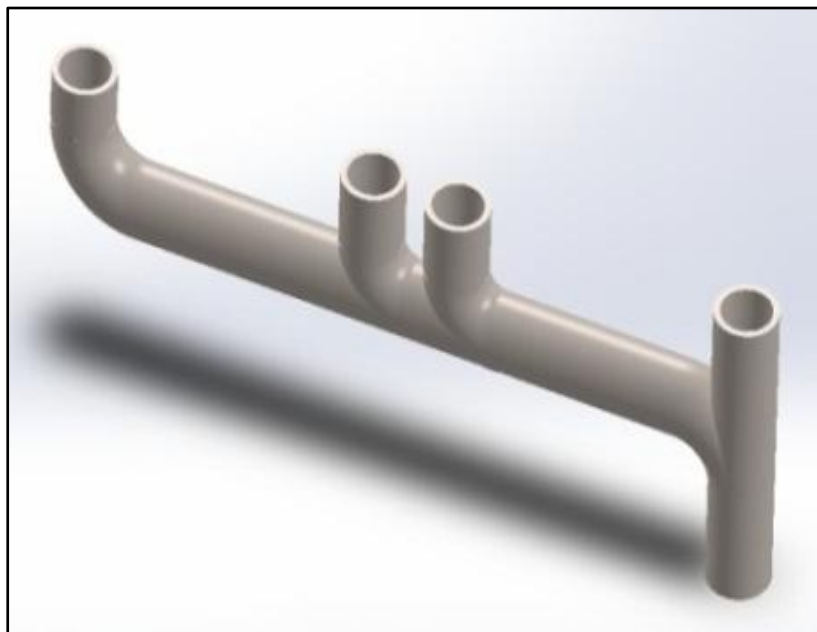
Figura 47. Tubos doblados



Fuente: Autores

Para el ensamble de los tubos se utilizó soldadura eléctrica por arco, empleando electrodos E6011 AGA ideales para aceros inoxidable. Una vez terminado el proceso de suelda el nuevo diseño quedó como se muestra en la Figura 48.

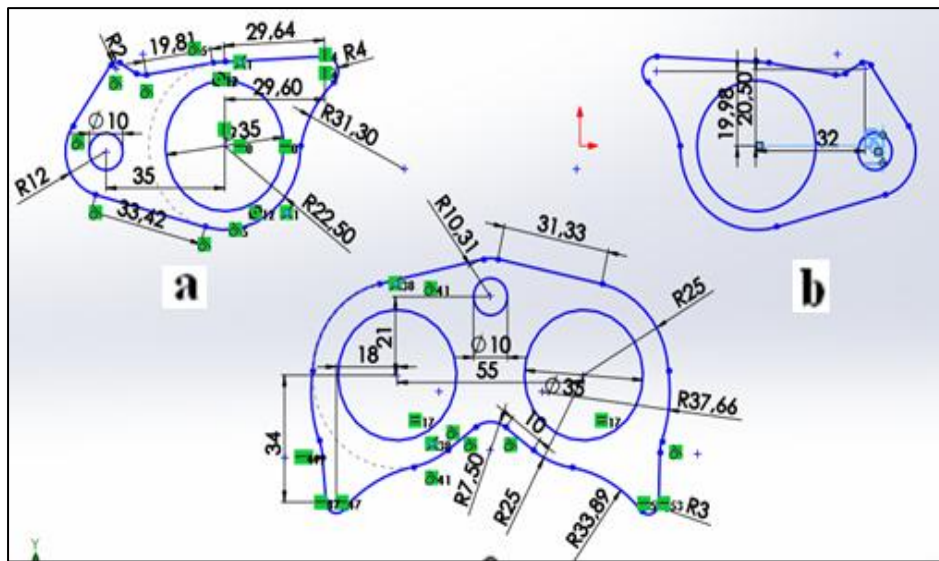
Figura 48. Tubos unidos por soldadura



Fuente: Autores

Una vez soldado los tubos se procedió a unir las platinas de acople con el motor, éstas platinas de espesor $e = 4$ mm de diseño como se muestra en la Figura 49, fueron soldadas utilizando electrodos E6011 fabricados por AGA.

Figura 49. Diseño de platinas de acople



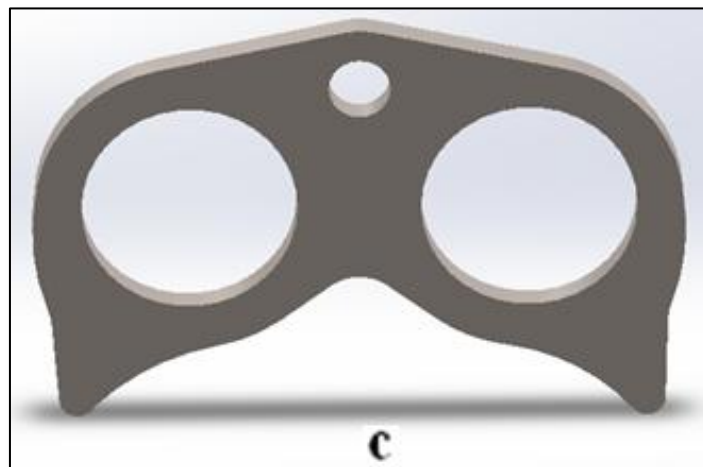
Fuente: Autores

Figura 50. Platinas izquierda (a) y derecha (b)



Fuente: Autores

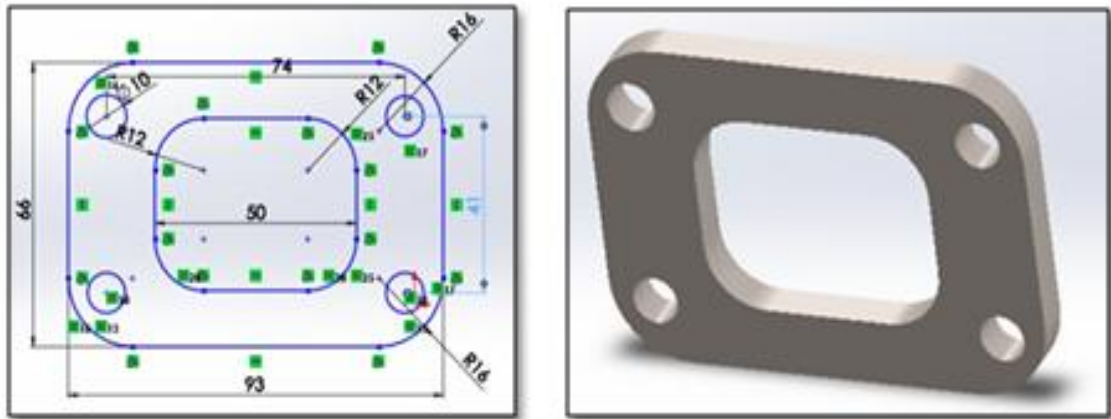
Figura 51. Platina central



Fuente: Autores

Para el acople del turbo al nuevo múltiple de escape, se diseñó una platina de 4mm de espesor como se muestra en la Figura 52. Ésta al igual que las anteriores fue unida al múltiple por medio de soldadura.

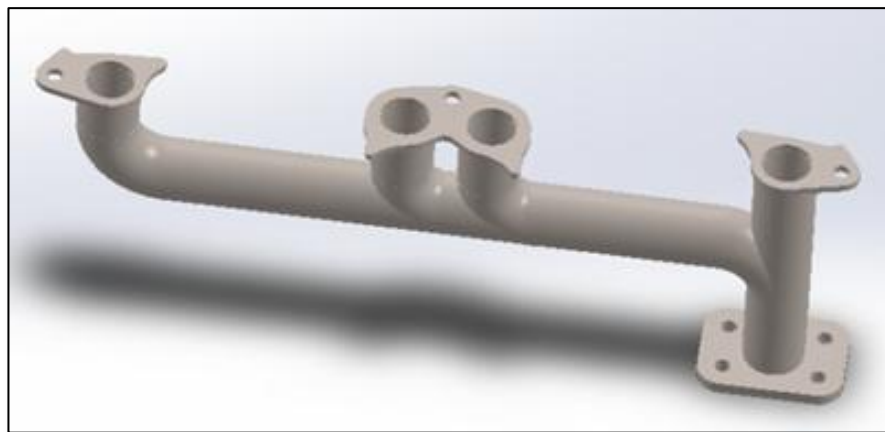
Figura 52. Platina de acople al turbo



Fuente: Autores

Una vez culminado los trabajos de soldadura, el diseño final del múltiple de escape con sistema de turboalimentado quedó como se muestra en la Figura 53.

Figura 53. Múltiple de escape para un sistema turboalimentado



Fuente: Autores

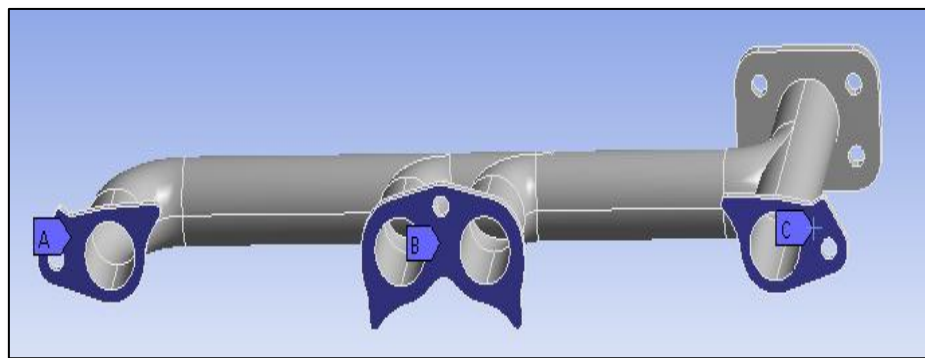
3.6 Análisis del múltiple de escape con turbocompresor

El análisis estático se lo realizó con la ayuda del software para diseño y validación ANSYS Workbench 14.0 que posee la herramienta de Análisis. Esto es posible ya que

SolidWorks con el formato STEP es compatible con la herramienta de análisis Static Structural de ANSYS.

3.6.1 Importación a ANSYS y designación de soportes. El primer paso para realizar la validación mediante el análisis de cargas es importar la geometría a ANSYS y designar los soportes fijos teniendo en cuenta la posición de montaje en el motor. Dado que las placas del múltiple hacen contacto con el cabezote, es donde se deben ubicar los soportes como se muestra en le Figura 54.

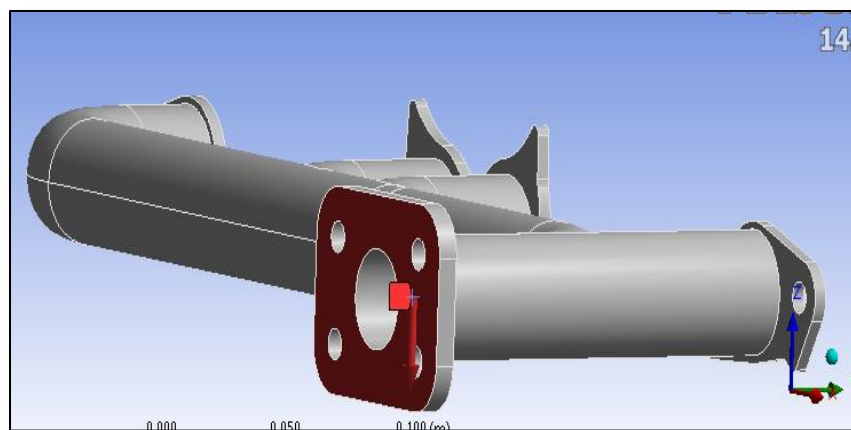
Figura 54. Designación de soportes



Fuente: Autores

3.6.2 Designación de cargas. La carga actuante se calcula en base a la masa del turbo que en este caso es de 18 kg y el valor de la gravedad de 9.81 m/s^2 . El peso resulta de multiplicar la masa por la gravedad, que nos da un valor de $176.58 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2$ ó 17.58 N . Teniendo en cuenta la ubicación del turbocompresor en el múltiple, la carga se ubica como se muestra en la Figura 55.

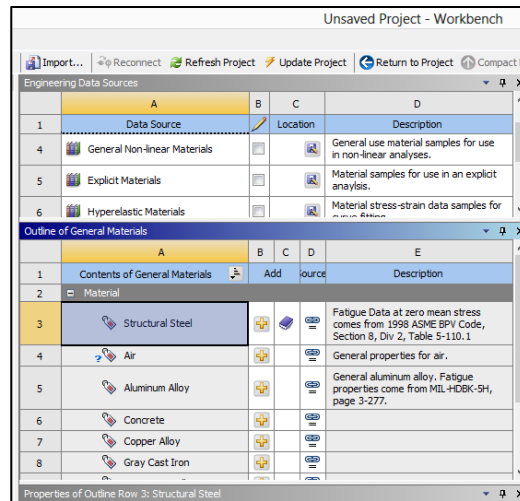
Figura 55. Designación de cargas



Fuente: Autores

3.6.3 Selección del material. En este paso se visualiza una tabla como muestra la Figura 56 de donde se selecciona un material específico y se lo aplica al diseño. En este caso el material seleccionado es el acero ASTM A36 con un módulo de Young de $2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ y un Límite Elástico de $2.5 \times 10^8 \text{ N/m}^2$.

Figura 56. Selección del material

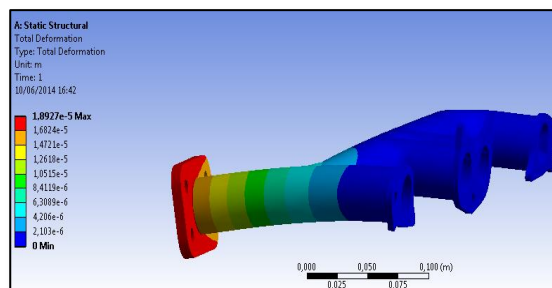


Fuente: Autores

3.6.4 Resultados. Una vez que se inicia la simulación, los resultados se muestran en la parte izquierda del área de trabajo de ANSYS.

3.6.4.1 Análisis de deformación total. En la Figura 57 se muestran los valores de Deformación Total según un análisis por los criterios de Von Mises siendo el valor máximo de $1.8927 \times 10^{-5} \text{ m}$ (0.018mm) y el valor mínimo es de 0 m. Como vemos el nuevo diseño del múltiple tendrá una mínima deformación por soportar la masa del turbocompresor de 18 kg.

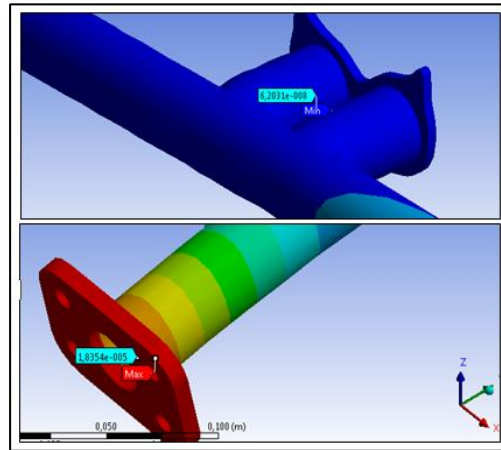
Figura 57. Análisis de Tensiones (Von Mises)



Fuente: Autores

El análisis además nos indica el lugar donde se ubican los valores mínimos y máximos en el nuevo diseño, como se puede ver en la Figura 58.

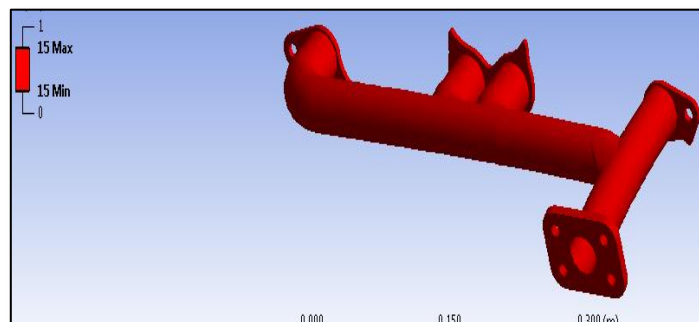
Figura 58. Valores mínimo y máximo de Deformación Total



Fuente: Autores

3.6.4.2 Análisis del factor de seguridad. En la Figura 59 se muestran los valores del factor de seguridad del nuevo diseño y como podemos ver en su totalidad prevalece el color rojo lo que indica la fiabilidad del diseño. Debido a su diferencia de colores podemos decir que el nuevo diseño está sobredimensionado pues nos da un valor de 15 como factor de seguridad.

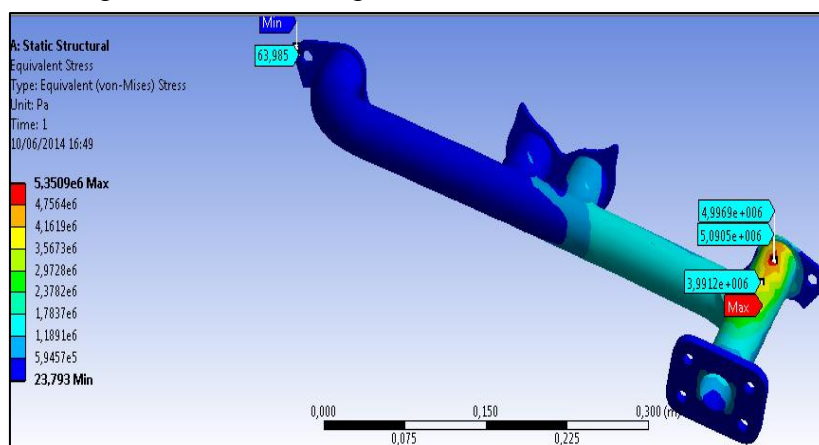
Figura 59. Análisis del Factor de seguridad



Fuente: Autores

3.6.4.3 Tensión (Von Mises). Mediante el criterio de Von Mises ANSYS realiza el cálculo de la tensión y de acuerdo como se propaga, en la Figura 60 podemos observar que el color azul se encuentra en su mayoría indicando de forma visual que la estructura funcionará correctamente. El valor máximo es de 5.35509×10^{-5} Pa y el valor mínimo es de 23.793 Pa en ciertos lugares de la estructura.

Figura 60. Análisis según los criterios de Von Mises



Fuente: Autores

3.7 Diseño de la estructura para el banco didáctico

En el diseño de la estructura que soportará al motor Nissan Diesel SD22, se aplicaron los criterios de diseño por lo que el diseño además de soportar el peso del motor con todos los elementos correspondientes a los sistemas de arranque, inyección, admisión y escape, debe permitir el montaje y desmontaje de cada sistema del motor sin dificultad.

La estructura de soporte debe poseer los mismos puntos de apoyo que el habitáculo del motor en el vehículo proporcionando estabilidad sin afectar su normal funcionamiento demás debe dar cabida a sistemas partes de sistemas esenciales para el funcionamiento del motor como: radiador, depósito de combustible, turbocompresor, tubo de escape, filtro de aire, batería y panel de control asegurando el normal funcionamiento de todo el conjunto de sistemas.

3.7.1 Dimensionamiento y dibujo de la estructura. Las dimensiones de la estructura deben ser lo más próximas a las medidas del habitáculo del motor en el vehículo dando soporte y cabida al motor y a todos sus sistemas. Conociendo que la estatura promedio de una persona en nuestro medio es de 170 cm queda definida la altura ideal para nuestro banco didáctico para que el mismo pueda ser utilizado en prácticas por cualquier persona.

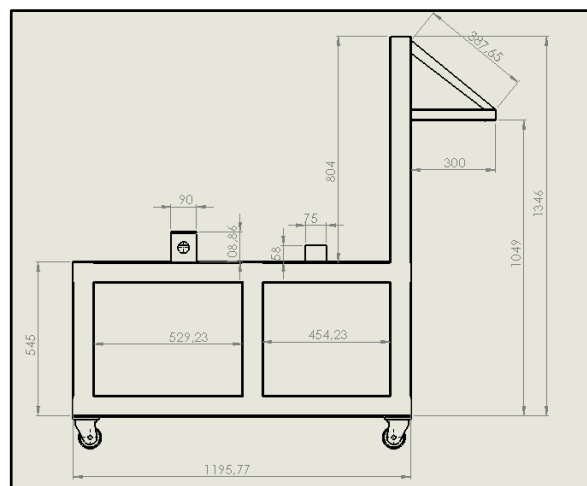
Los materiales empleados para su construcción fueron seleccionados de acuerdo al peso total al que va a ser sometida la estructura por lo que el diseño fue sometido a análisis de cálculo de resistencia de materiales y un análisis de vibraciones, que más adelante se

los analizará, con esto se garantizará su resistencia y confiabilidad durante el funcionamiento.

Con la ayuda del software de diseño asistido por computador SolidWorks 2013 se realizó el boceto de la estructura de soporte con las dimensiones generales de: 110 cm x 85 cm quedando de forma rectangular.

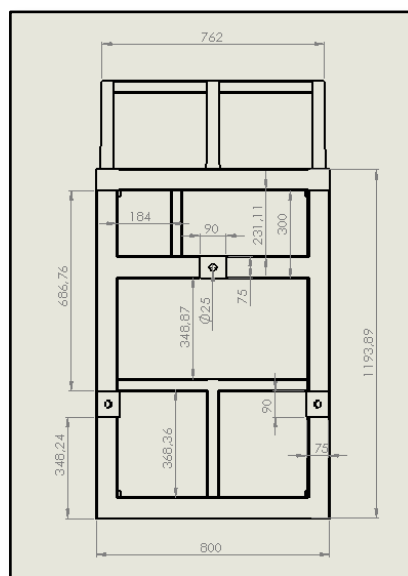
Para su simulación en el programa se utilizó perfil cuadrado de acero de 5.08 cm x 5.08 cm, unidos mediante soldadura, utilizando para esto la herramienta de miembro estructural en el programa antes mencionado.

Figura 61. Vista lateral de la estructura



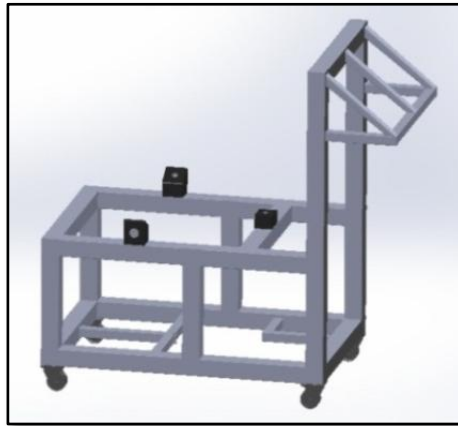
Fuente: Autores

Figura 62. Vista Superior de la estructura



Fuente: Autores

Figura 63. Vista 3D de la estructura

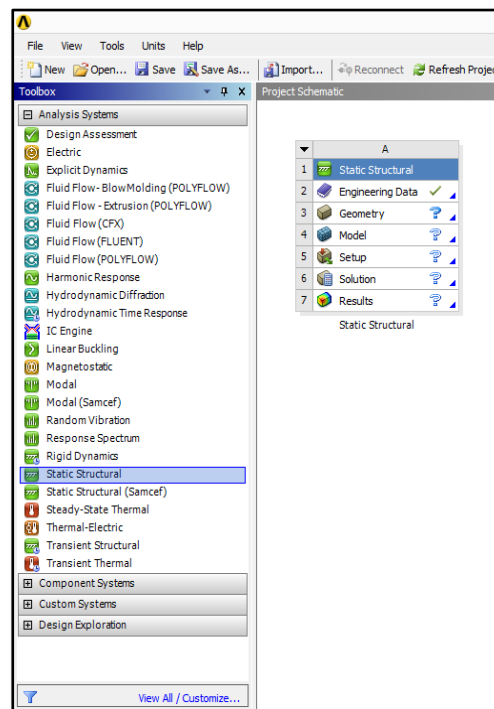


Fuente: Autores

3.8 Análisis de la Estructura

En el análisis se utilizó el software ANSYS Workbench 14.0 que permite realizar entre otras cosas el diseño y análisis de prototipos para su posterior construcción evitando la necesidad de contar con diseños físicos para su validación. Uno de los varios tipos de análisis, Figura 64 que permite realizar el ANSYS es el Análisis Estructural que se lo utilizará para realizar la validación de nuestro prototipo.

Figura 64. Tipos de Análisis en ANSYS

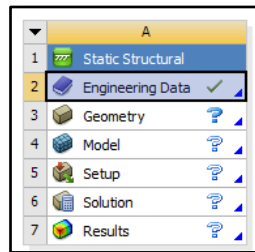


Fuente: Autores

Debido a que la estructura debe soportar a todos los sistemas ya sea en estado de motor apagado o motor en marcha, es decir el soporte debe mantener su fiabilidad con cargas estáticas o dinámicas. Para poder simular estas dos situaciones se realizó un análisis estático y un dinámico, realizando un seguimiento a cada uno de los componentes de la estructura garantizando su total funcionalidad.

3.8.1 *Análisis estático de la estructura (static structural).* En el análisis estático de la estructura se utilizó la herramienta static structural, Figura 65 parte de ANSYS que es compatible con SolidWorks Premium en todas sus versiones permitiendo realizar análisis profundos en estructuras complejas analizando cada uno de sus elementos mediante el método de elementos finitos.

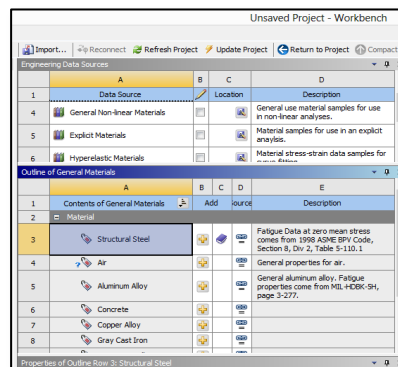
Figura 65. Static Structural



Fuente: Autores

3.8.1.1 *Asignación de material al prototipo (engineering data).* Para obtener resultados reales es necesario designar el material que se empleará en la construcción de la estructura. En ANSYS el material se designa ingresando en la pestaña Engineering Data, en nuestro caso se seleccionó el acero estructural ASTM A36 como se muestra en la Figura 66.

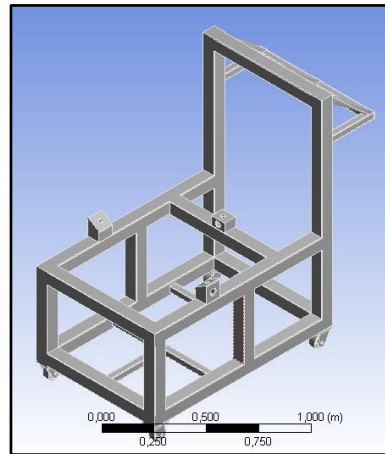
Figura 66. Selección del material en ANSYS



Fuente: Autores

3.8.1.2 Selección del prototipo a analizar. Esto se realiza en la pestaña Geometry de Static Structural, el formato de la geometría a insertar debe estar en formato STEP de SolidWorks para poder ser insertada. Una vez que el modelo carga en ANSYS se visualiza como se muestra en la Figura 67.

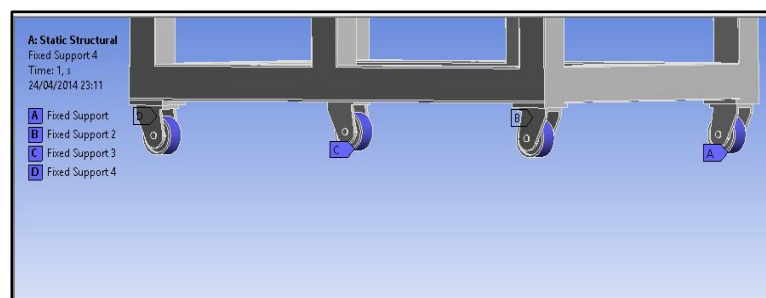
Figura 67. Geometría insertada



Fuente: Autores

3.8.1.3 Asignación de sujeciones. En ANSYS los soportes fijos que damos a la estructura se conocen como fixed support estos se visualizan dentro de la barra de herramientas de la parte izquierda de la zona de trabajo, en nuestro caso hemos seleccionado 4 soportes debido a que la estructura se apoyará en cuatro ruedas metálicas. Los soportes asignados quedan como se muestra en la Figura 68.

Figura 68. Soportes fijos

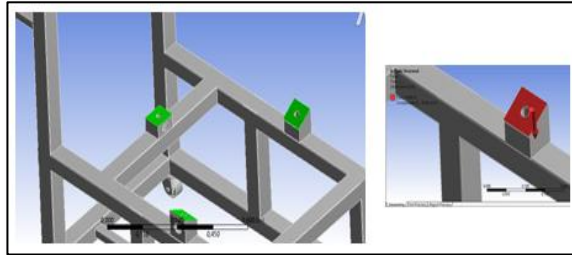


Fuente: Autores

3.8.1.4 Asignación de cargas. La carga principal que soportará la estructura es el peso del motor, esto se calcula multiplicando la masa del motor con la gravedad. En nuestro caso la masa del motor es de 360 kg y el valor de la gravedad se toma como 9.81 m/s^2

resultando un peso total de 3528 N que actuará sobre las bases del motor en sentido descendente como se muestra en la Figura 69.

Figura 69. Soportes fijos



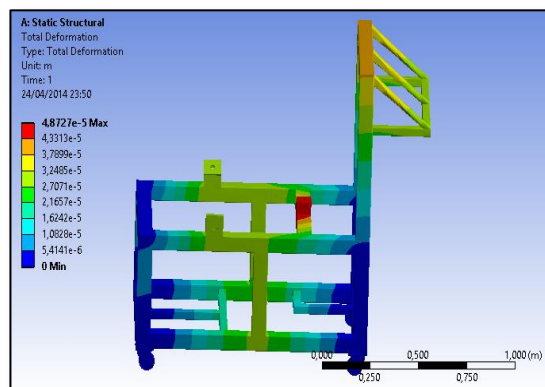
Fuente: Autores

3.8.1.5 Tipos de análisis a realizar. En la pestaña Solution (A6) insertamos los tipos de cálculos a realizar para comprobar la correcta funcionalidad de la estructura, en nuestro caso seleccionamos el factor de seguridad, la deformación total y la tensión de Von Mises.

3.8.2 Resultados. Los resultados para su mejor visualización se presentan mediante flujos de colores siendo el color azul para indicar un estado correcto y el rojo para señal de peligro a excepción en el factor de seguridad en donde el color rojo señala alto rendimiento.

3.8.2.1 Deformación total. Como se puede observar en la Figura 70, la deformación máxima es de 4.4827×10^{-5} m y el valor mínimo es de 0, su valor máximo se ubica en la base que se ubica en parte media de la estructura, siendo su valor muy bajo sin afectar la funcionalidad de la estructura.

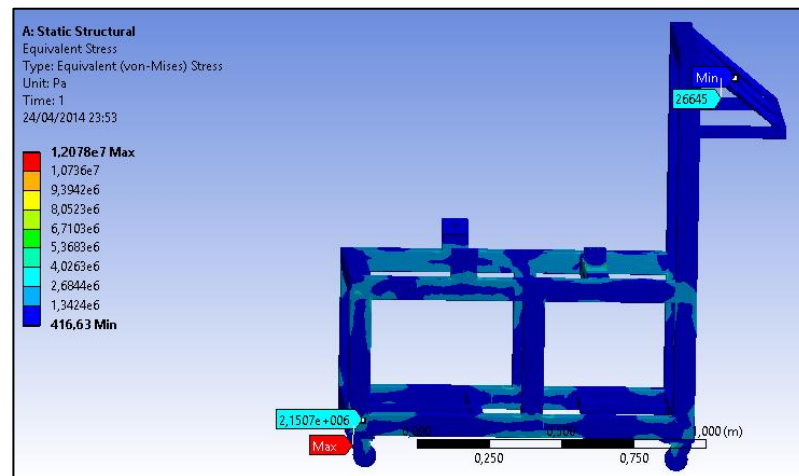
Figura 70. Deformación Total



Fuente: Autores

3.8.2.2 Tensión (Von Mises). Mediante el criterio de Von Mises ANSYS realiza el cálculo de la tensión y de acuerdo como se propaga, en la Figura 71, podemos observar que el color azul se encuentra en su mayoría indicando de forma visual que la estructura funcionará correctamente. El valor máximo es de 1.2078×10^{-5} Pa y el valor mínimo es de 416.63 Pa en ciertos lugares de la estructura como se indica en la figura.

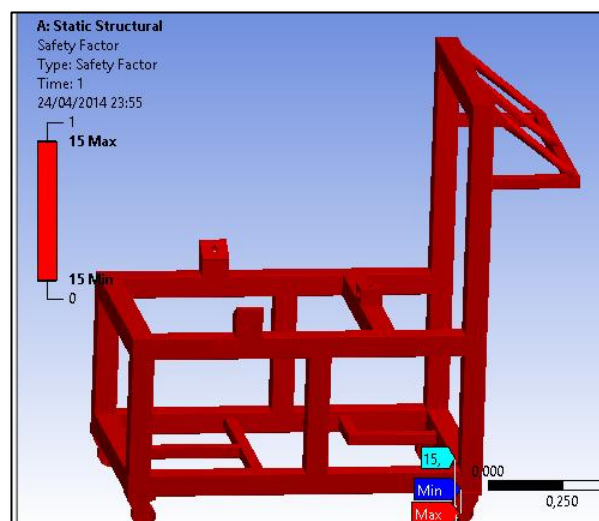
Figura 71. Análisis de Tensión



Fuente: Autores

3.8.2.3 Factor de seguridad. En la estructura el factor de seguridad es muy elevado siendo su valor de 15 por tal motivo el color rojo es predominante en el prototipo como se muestra en la Figura 72.

Figura 72. Factor de seguridad

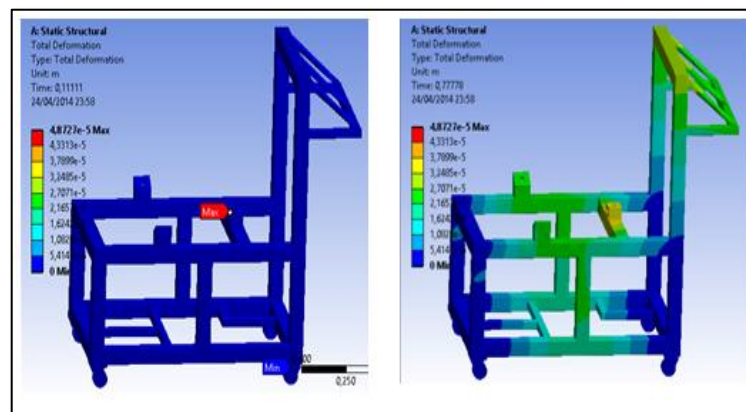


Fuente: Autores

3.8.2 Análisis Dinámico. En el análisis dinámico se utiliza el tiempo medido en segundos para realizar la variación del análisis dando resultados muy similares a los obtenidos en el análisis estático a continuación se muestran las imágenes de cada uno de los resultados.

3.8.2.1 Deformación total. En las imágenes podemos observar que el valor permanece constante con la variación del tiempo, llegando a ser su valor máximo de 0.000048 mm.

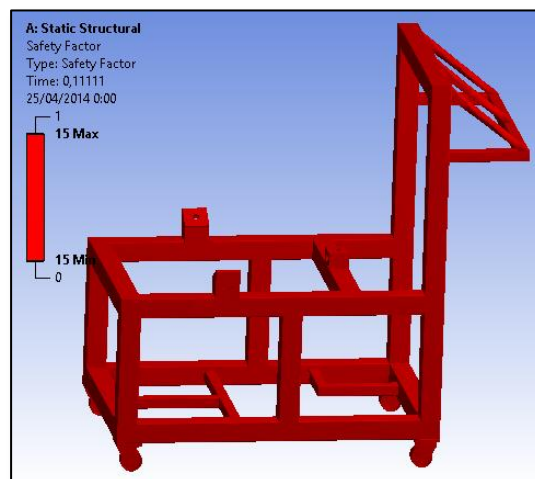
Figura 73. Deformación total



Fuente: Autores

3.8.2.2 Factor de seguridad. Al igual que la deformación total, el factor de seguridad mantiene un valor constante con la variación del tiempo de (0 a 1) segundos, siendo su valor máximo de 15 por toda la estructura lo que resulta muy beneficio para el diseño realizado.

Figura 74. Factor de seguridad



Fuente: Autores

CAPÍTULO IV

4. IMPLEMENTACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

4.1 Construcción del soporte

La estructura al igual que el prototipo realizado anteriormente fue construido en tubo cuadrado de 75 x 75 mm de 2.5 mm de espesor. La estructura de forma rectangular está constituida por 4 largueros y 4 travesaños.

En primer lugar se procedió a cortar formando un ángulo de 45°, los perfiles para formar los rectángulos tanto de apoyo con el piso y el de soporte para el motor. Los rectángulos y toda la estructura se la unió por medio de soldadura eléctrica por arco utilizando electrodos E-6011 AGA como se muestra en la Figura 75.

Figura 75. Unión mediante soldadura por arco eléctrico



Fuente: Autores

Con la ayuda de profesionales en trabajos de soldadura y con el propósito de garantizar una perfecta unión los rectángulos tanto superior como inferior fueron soldados en cada uno de los puntos de unión como se muestra en la Figura 76, obteniendo una estructura rígida lo más próxima al prototipo de la simulación en el ANSYS. Una vez terminado

los trabajos de soldadura en los rectángulos se procedió a retirar el exceso de material con la ayuda de discos abrasivos instalados en pulidoras manuales.

Figura 76. Finalización de las juntas soldadas



Fuente: Autores

Terminados los trabajos de soldadura y pulido los rectángulos quedaron como se muestra en la Figura 77.

Figura 77. Rectángulos terminados



Fuente: Autores

En uno de los rectángulos formado por perfil cuadrado se procedió a ubicar y a unir mediante soldadura eléctrica por arco las ruedas metálicas de apoyo con el piso. De 2 ½ pulgadas de diámetro y con una capacidad de carga de 80 Kg, cada una de las ruedas fue

ubicada en las esquinas de la estructura rectangular similar a los apoyos de la simulación como se indica en la Figura 78.

Figura 78. Unión de las ruedas metálicas



Fuente: Autores

Al igual que en el prototipo de simulación la distancia entre los rectángulos, que da la altura a la que se monta el motor es de 400 cm, para esto se utilizó 4 segmentos del tubo cuadrado anteriormente empleado soldados de forma paralela como se muestra en la Figura 79.

Figura 79. Unión de los tubos que definen la altura



Fuente: Autores

Para la ubicación e instalación de las bases del motor se procedió a soldar el siguiente rectángulo paralelo al de apoyo con el piso, formando una estructura rectangular como

se puede ver en la Figura 80. Para continuar con el proceso de fabricación, al igual que la los rectángulos ésta estructura fue pulida con discos abrasivos.

Figura 80. Unión de los rectángulos



Fuente: Autores

Utilizando segmentos de tubo cuadrado de 25 mm x 25 mm x 1.5 mm de espesor se procedió a construir los soportes tanto para la batería como para el tanque de combustible ubicados en la baja del motor como se puede ver en la Figura 81.

Figura 81. Construcción de los soportes inferiores



Fuente: Autores

Finalmente se procedió a construir el soporte para el panel de instrumentos o tablero de control con las dimensiones que se pueden ver en la Figura 62. En su construcción se

empleó el tubo cuadrado utilizado para los soportes inferiores cortados en ángulos de 45° para realizar la junta mediante soldadura como se puede ver en la Figura 82a y quedando como se indica en la Figura 82b una vez terminado los trabajos de soldadura y pulido.

Figura 82. Construcción del soporte para el tablero de control



Fuente: Autores

4.2 Montaje del motor en el soporte

Para el montaje del motor en la estructura, se construyó soportes para las bases del motor utilizando platinas de 140 mm x 90 mm y 9 mm de espesor. Estos soportes se ubicaron y soldaron sobre el rectángulo superior teniendo en cuenta el equilibrio de la masa motor. El conjunto de soporte y bases para un motor SD22 quedó como se indica en la Figura 83.

Figura 83. Soporte y base de motor



Fuente: Autores

Con las dos bases ubicadas se procedió a montar el motor sobre la estructura como se puede ver en la Figura 84.

Figura 84. Montaje del motor sobre la estructura



Fuente: Autores

Debido a la ausencia de la caja de cambios del motor, en la parte trasera (volante de inercia) fue necesaria la ubicación de dos bases adicionales a cada lado del motor (Figura 85) con el fin de mantenerlo nivelado y totalmente suspendido en bases de caucho.

Figura 85. Bases adicionales



Fuente: Autores

4.3 Ubicación e instalación del motor de arranque

Con el motor suspendido sobre bases, se procedió a construir soportes para el motor de arranque, empleando platinas de acero ASTM A36 de 350 mm x 90 mm y 9 mm de espesor, quedando la misma de forma semicircular (Figura 86).

Figura 86. Soporte para el motor de arranque



Fuente: Autores

Para garantizar el perfecto acople del bendix con el volante de inercia se emplearon como guías los agujeros de la platina separadora del motor con la caja de cambios. La platina de soporte del motor de arranque fue fijada al motor con pernos M14 en reemplazo de la caja de velocidades como se indica en la Figura 87.

Figura 87. Montaje del motor de arranque



Fuente: Autores

4.4 Montaje del radiador y mangueras del sistema de enfriamiento

En el montaje del radiador se tuvo en cuenta la distancia entre las aspas del ventilador con el propósito de garantizar el enfriamiento del agua durante su paso por el radiador. Para mejorar el rendimiento de los motores con el sistema de enfriamiento se considera una distancia ideal de 1.5 pulgadas (38.1 mm) entre el radiador y el ventilador.

Para el montaje del radiador en la estructura se utilizó tubo rectangular de 50 mm x 25 mm y 1.5 mm de espesor. Fijado mediante soldadura eléctrica por arco utilizando electrodos E-6011 AGA a una altura de 300 mm desde los soportes de fijación propios del radiador. Al igual que en un sistema montado en un vehículo, en nuestro caso el radiador se apoya sobre una base de caucho situada en la parte baja fijada en la estructura mediante soldadura.

Para hacer fácil su montaje y desmontaje se utilizaron pernos M10 x 25 mm para su montaje en la estructura como se muestra en la Figura 88.

Figura 88. Montaje del radiador y mangueras de enfriamiento



Fuente: Autores

4.5 Montaje del turbocompresor

En el montaje del turbocompresor al igual que en el prototipo de simulación se utilizó acero ASTM A36 para construir las platinas de fijación al múltiple de escape. Para

garantizar la correcta evacuación de los gases de escape se utilizó tubo circular de 2 pulgadas de diámetro de 4 mm de espesor (Figura 89)

Figura 89. Tubo de escape (unión al turbo)



Fuente: Autores

Todo el sistema se lo realizó por partes unidas mediante pernos y tuercas para tener un sistema desmontable en caso de trabajos de mantenimiento (Figura 90) en los conductos de escape del motor.

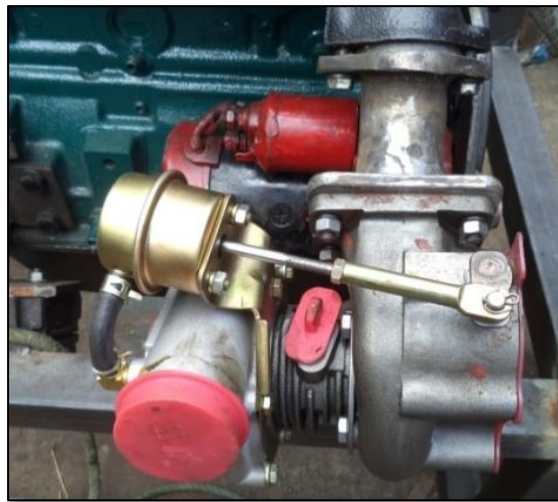
Figura 90. Montaje de la sección de tubo de escape



Fuente: Autores

Para el acople del turbocompresor al múltiple de escape se construyó un platina con las dimensiones descritas en la Figura 52, ésta platina se une a la sección del tubo mediante soldadura y se ensambla al turbocompresor mediante 4 pernos M10 x 25 mm (Figura 91).

Figura 91. Montaje del turbocompresor

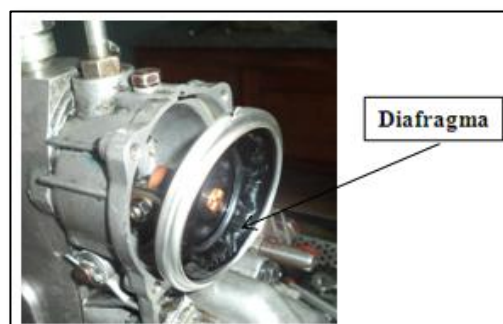


Fuente: Autores

4.6 Reglajes de la bomba de inyección BOSCH KIKI en línea

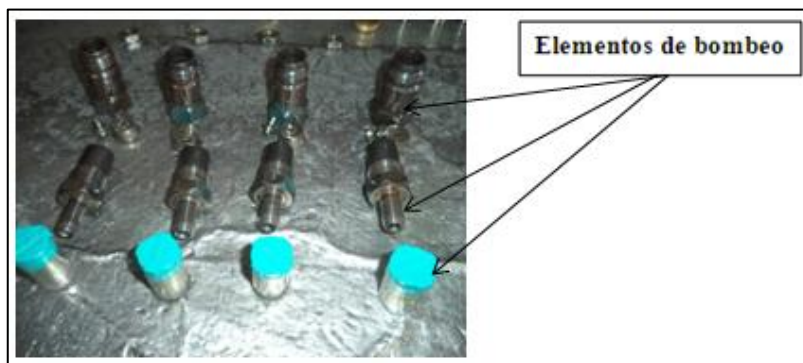
Debido a las condiciones de almacenaje en que se encontraba la bomba de inyección del motor SD22 fue necesario realizar el reglaje del caudal de inyección de la bomba para así disminuir el consumo de combustible y con esto los gases de escape. Previo al reglaje de la bomba se realizó la sustitución del diafragma encargado de suministrar combustible a la bomba en estado de ralentí además se sustituyó el conjunto de bombeo de combustible a alta presión (Figura 92 y Figura 93).

Figura 92. Sustitución del diafragma



Fuente: Autores

Figura 93. Sustitución de los elementos de bombeo



Fuente: Autores

La calibración se realizó con la ayuda de un banco de calibración BOSCH (Figura 94), según datos del fabricante la bomba de inyección debe suministrar la cantidad de 8 cm³ para los regímenes de arranque en frío y ralentí, 7.5 cm³ para revoluciones medias (2000 rpm) y 6 cm³ para altas revoluciones (4000 rpm).

Figura 94. Banco de calibración BOSCH



Fuente: Autores

4.7 Montaje del tanque de combustible

El tanque para el diesel, debido al bajo consumo del mismo fue construido con la capacidad para almacenar 1½ galón lo que representa un costo muy bajo para los estudiantes al momento de realizar sus prácticas. Al depósito de combustible se lo ubicó en la parte baja junto a la batería lo más próximo a la bomba de alimentación de diesel haciendo que el combustible pueda ser enviado hacia la cámara de la bomba de alta presión con la mayor facilidad.

Figura 95. Depósito de combustible



Fuente: Autores

Como se puede ver en la imagen el depósito de combustible fue construido utilizando un soporte para depurador de la capacidad antes mencionada, en la conexión tanto para la alimentación de combustible y el retorno se utilizaron mangueras capaces de trabajar a 200 psi (15 bar) de 5/16 pulgadas (8 mm) ideal para fluidos derivados del petróleo.

Con el propósito de evitar el ingreso de aire al sistema de inyección por la manguera de entrada de combustible al bajar el nivel del mismo, en el tablero de control se cuenta con un indicador analógico de nivel de combustible.

Figura 96. Indicar de nivel de combustible



Fuente: Autores

4.8 Sistema eléctrico

Al igual que en el automóvil el sistema eléctrico es alimentado por medio de una batería según las características y capacidades mencionadas en la Tabla 2. Con el propósito de evitar pérdidas de energía por distancias, el acumulador fue ubicado en la parte baja del motor de arranque, montada sobre la estructura.

Figura 97. Batería seleccionada



Fuente: Autores

Para la conexión de los accesorios se utilizó conductor multifilar N° 10 para evitar calentamiento debido al elevado amperaje de funcionamiento. En la Figura 98 se observan las conexiones eléctricas y circuitos de control en el tablero.

Figura 98. Circuitos eléctricos y de control



Fuente: Autores

CAPÍTULO V

5. ENSAYOS Y PRUEBAS

Cada uno de los ensayos y pruebas en el motor Nissan diésel SD22 turboalimentado se realizó con el motor encendido y con todos los sistemas funcionando en óptimas condiciones.

5.1 Sistema de arranque y carga para el acumulador

Los dos sistemas en el banco didáctico con motor estacionario fueron comprobados mediante la puesta en funcionamiento.

5.1.1 Sistema de arranque. Antes del primer arranque, con la utilización de un calibrador pie de rey se comprobó la correcta alineación del bendix con el volante de inercia para así tener un perfecto acople y finalmente un arranque con la suficiente energía para la inflamación del diesel.

Figura 100. Motor de arranque ensamblado al motor



Fuente: Autores

5.1.2 Sistema de carga. Para el correcto funcionamiento del sistema de carga fue necesario un despiece del alternador elemento principal de este circuito. Durante su despiece se reemplazaron los conductores de salida de tensión como las escobillas o carbones internos. Una vez hecho esto se verificó su carga en un banco de pruebas para evitar su desmontaje después de instalarlo en el motor.

Con el fin de que el usuario pueda verificar el funcionamiento del sistema de carga en el panel de control se cuenta con un amperímetro instalado en serie con la caja de fusibles.

Figura 101 Amperímetro instalado



Fuente: Autores

Como se puede observar en la figura la carga suministrada por el alternador en ralentí permanece constante en un valor de 40 A y llegando a superar los 45 A en altas revoluciones.

5.2 Sistema de enfriamiento y lubricación

5.2.1 Sistema de enfriamiento. Al igual que con cada uno de los sistemas, el de enfriamiento fue minuciosamente comprobado antes de la puesta a punto del motor.

Con el propósito de garantizar la estanqueidad de los elementos y tener una presión constante en el sistema, en la bomba de agua fueron reemplazados el sello mecánico (carbones) y el rodamiento de acople al motor. Para la conducción del refrigerante en el

sistema, en su totalidad todas las mangueras para el sistema de enfriamiento fueron adquiridas nuevas debido a que el motor no se encontraba ninguna instalada.

Figura 102. Mangueras instaladas a la salida del motor



Fuente: Autores

Figura 103. Mangueras instaladas a la entrada del motor



Fuente: Autores

El correcto funcionamiento del sistema de enfriamiento fue comprobado mediante un medidor instalado en la salida del termostato cuya lectura se puede observar en un indicar analógico en el tablero de control.

Figura 104. Indicador de temperatura instalado en el tablero de control



Fuente: Autores

Como se puede ver en la imagen el indicador analógico viene graduado en °C y °F, durante varios minutos de funcionamiento en ralentí la temperatura del motor permanece en un valor constante de 70 grados aproximadamente y llegando a superar los 85 °C funcionando a altas revoluciones.

5.2.2 Sistema de enfriamiento. El sistema de lubricación se lo comprobó de dos maneras:

La primera es mediante la instalación de un manómetro en el circuito de lubricación, mediante mangueras de alta presión instaladas en la entrada del circuito de lubricación del turbo se indica en un manómetro analógico la presión del sistema en el tablero de control. Como se observa en la Figura 105, la presión del sistema en ralentí llega a los 38 psi (2.6 kg/cm²) y en regímenes altos llegando a superar los 40 psi (2.8 kg/cm²).

Figura 105. Indicador analógico de temperatura instalado en el tablero de control



Fuente: Autores

La segunda forma de verificar el funcionamiento del sistema de lubricación y el de enfriamiento a la vez, es mediante la verificación de la temperatura en distintas partes del motor. En nuestro caso se lo realizó con la ayuda de un pirómetro digital.

Figura 106. Pruebas de lubricación y enfriamiento mediante pirómetro digital



Fuente: Autores

Como se puede observar en la Figura 106, la temperatura del cilindro N° 1 se encuentra en 78.9 °C después de haber funcionado por varios minutos, con lo que se comprueba el normal funcionamiento de los sistemas.

5.3 Turbocompresor seleccionado

Para verificar la presión de sobrealimentación (P_{ST}) en los conductos de admisión se instaló un manómetro en el que el usuario puede comprobar la carga adicional en los distintos regímenes de funcionamiento.

Figura 107. Indicador de P_{ST}



Fuente: Autores

Como se puede observar en la Figura 107, la presión de sobrealimentación en ralentí permanece en 0 psi y en altas revoluciones llega a superar los 4 psi (Figura 108) con lo que se comprueba la carga adicional entregada por el turbocompresor.

Figura 108. Presión con turbocompresor a altas revoluciones



Fuente: Autores

5.4 Análisis de los resultados obtenidos teóricamente

5.4.1 Presión de sobrealimentación. Como se puede observar en 64.28% entre la P_{ST} teórica y la P_{ST} medida en los conductos de admisión con el turbocompresor instalado. Esto se debe a las perdidas por accesorios y diferencia de los diámetros entre los conductos de admisión, además que para la medición en tiempo real se cuenta con el intercambiador de calor (Intercooler) instalado entre los conductos de admisión lo que genera pérdidas de presión.

5.4.2 Temperatura en el múltiple de admisión. Considerando que el motor Nissan SD22 posee los dos múltiples montados en el costado derecho, lo que por medio de transferencia de calor hace que la temperatura en el múltiple de admisión se incremente.

Figura 109. Temperatura en el múltiple de admisión (T_T)



Fuente: Autores

En la Figura 109, se puede observar que la temperatura en el múltiple de admisión se encuentra a 98 °C que coincide con la temperatura obtenida teóricamente.

5.4.3 Incremento de la fuerza sobre la cabeza del pistón. De acuerdo a los datos obtenidos teóricamente existe un incremento del 6.36% en la presión de compresión lo que significa que también se incrementará la fuerza sobre la cabeza de los pistones debido al mejor llenado de los cilindros como resultado de la turboalimentación. Para el cálculo de la fuerza sobre la cabeza de cada pistón utilizamos la fórmula de $P=F/A$ de donde despejamos la F y en nuestro caso utilizamos el área del cilindro y la presión de compresión con turbo y sin el sistema turboalimentado.

Fuerza sobre el pistón sin el sistema turboalimentado:

$$PC = 68.4 \text{ bar} = 697201.2 \text{ kg/m}^2$$

$$D = 82.98 \text{ mm} = 0.08298 \text{ m}$$

$$F_P = P_c \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \quad (21)$$

$$F_P = 697201.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \left(\frac{\pi \cdot (0.08298 \text{ m})^2}{4} \right)$$

$$F_P = 3770.5 \text{ kg} = 36988.6 \text{ N}$$

Fuerza sobre el pistón con turbocompresor:

$$PCT = 73.044 \text{ bar} = 744537.5 \text{ kg/m}^2$$

$$D = 0.08298 \text{ m}$$

$$F_{PT} = P_{ct} \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \quad (22)$$

$$F_{PT} = 744537.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \left(\frac{\pi \cdot (0.08298 \text{ m})^2}{4} \right)$$

$$F_{PT} = 4026.5 \text{ kg} = 39499.96 \text{ N}$$

Incremento:

$$I_{FP} = \frac{F_{PT} - F_P}{F_P} \cdot 100\% \quad (23)$$

$$I_{FP} = \frac{39499.96 \text{ N} - 36988.6 \text{ N}}{36988.6 \text{ N}} \cdot 100\%$$

$$I_{FP} = 6.36\%$$

5.4.4 *Análisis termodinámico del motor Nissan Diesel SD22 turboalimentado.* Para el análisis termodinámico del motor se debe considerar que un turbocompresor eleva la presión de compresión entre 0.2 y 0.5 bar y que la carga máxima se produce entre 1500 y 2000 rpm. En este estudio utilizaremos datos obtenidos teóricamente con el sistema

turboalimentado instalado en el motor como la $P_{ST} = 1.038$ bar (15.1 psi) y la temperatura de los gases de admisión $T_T = 36.63$ °C.

Tabla 9. Datos del motor Nissan diesel turboalimentado

DATOS DEL MOTOR NISSAN DIESEL SD22			
DETALLE	VARIABLE	UNIDAD	VALOR
Numero de cilindros	i		4
Tiempos del motor	z		4
Cilindrada del motor	VH	cm ³	2164.94
Numero de revoluciones	n	rpm	3800
Relación de compresión	φ		20.8
Relación aire–combustible	α		14.5/1
Presión de sobrealimentación con turbocompresor	P_{ST}	bar (psi)	1.038(15.1)
Temperatura en el múltiple de admisión	TT	°K (°C)	309.78 (36.63)
Rendimiento volumétrico	n_v		0.85
Poder calorífico del diesel a baja presión	Δhi	kcal/kg	10221 (Ver Anexo 5)
Calor que recibe a volumen constante	Hi	kJ/kg	977.925 (Ver Anexo 6)
Relación de calores específicos para ciclos ideales	k		1.4

Fuente: Autores

Durante el análisis termodinámico del motor Nissan se necesita conocer el volumen de la cámara de combustión V_2 para lo cual en primer lugar determinamos la cilindrada parcial Vh de cada cilindro que resulta de dividir la cilindrada del motor por el número de cilindros como se indica a continuación (DÍAZ, 2011 pp. 180-186):

$$Vh = \frac{VH}{i} \quad (24)$$

$$Vh = \frac{2164.94 \text{ cm}^3}{4}$$

$$Vh = 541.235 \text{ cm}^3$$

Para establecer un sistema de ecuaciones y poder determinar así el volumen V_2 utilizamos la fórmula de la relación de compresión que resulta de dividir el volumen total del cilindro por el volumen de la cámara de combustión, de la siguiente manera:

$$\varphi = \frac{V_1}{V_2} \quad (25)$$

$$V_1 = \varphi V_2$$

$$V_1 = 20.8 V_2$$

Reemplazando la ecuación anterior en la fórmula de la cilindrada parcial determinamos el volumen de la cámara de combustión:

$$Vh = V_1 - V_2 \quad (26)$$

$$541.235 \text{ cm}^3 = V_1 - V_2$$

$$541.235 \text{ cm}^3 = 20.8V_2 - V_2$$

$$19.8V_2 = 541.235 \text{ cm}^3$$

$$V_2 = \frac{541.235 \text{ cm}^3}{19.8}$$

$$V_2 = 27.34 \text{ cm}^3$$

Con el volumen V_2 determinamos el volumen total del cilindro V_1 , utilizado en la primera fase 1-2:

$$V_1 = 20.8 V_2$$

$$V_1 = 20.8 \cdot 27.34 \text{ cm}^3$$

$$V_1 = 568.672 \text{ cm}^3$$

5.4.4.1 Fase 1. (1–2: compresión adiabática isentrópica). En la fase de compresión se considera a P_1 como la presión en el múltiple de admisión P_{ST} (1.058 kg/cm²), utilizando las relaciones de un proceso isentrópico se puede determinar la presión P_2 y la temperatura T_2 al final del proceso de compresión:

$$\begin{aligned}
 P_1 V_1^k &= P_2 V_2^k & (27) \\
 P_2 &= P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k \\
 P_2 &= 1.058 \frac{kg}{cm^2} \left(\frac{568.672 \text{ cm}^3}{27.34 \text{ cm}^3} \right)^{1.4} \\
 P_2 &= 74.1 \frac{kg}{cm^2}
 \end{aligned}$$

Con la fórmula para un proceso isentrópico podemos determinar la temperatura T_2 , que queda de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
 \frac{T_1}{T_2} &= \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} & (28) \\
 \frac{T_1}{T_2} &= (\varphi)^{k-1} \\
 T_2 &= T_1 (\varphi)^{k-1} \\
 T_2 &= 309.78 \text{ } ^\circ K (20.8)^{1.4-1} \\
 T_2 &= 1043 \text{ } ^\circ K = 770 \text{ } ^\circ C
 \end{aligned}$$

5.4.4.2 Fase 2. (2–3: suministro de calor a volumen constante). En esta fase se considera que $V_2 = V_3 = 27.34 \text{ cm}^3$ debido a que el volumen después de la fase final de la compresión el volumen permanece constante. Utilizando la fórmula para el estado para los gases se puede determinar la masa teórica de aire que ingresa en el cilindro, debido al recorrido del pistón desde el PMI al PMS genera un volumen parcial V_h . Para el valor de R ver Anexo 7.

$$\begin{aligned}
 P_1 V_h &= m_t R T_1 & (29) \\
 m_t &= \frac{P_1 V_h}{R T_1}
 \end{aligned}$$

En nuestro caso consideramos que $P_1 = 1.058 \text{ kg/cm}^2 = 10580 \text{ kg/m}^2$ debido al sistema de turboalimentación instalado en el motor, teniendo en cuenta estos aspectos se puede determinar la masa teórica de aire, de la siguiente manera:

$$m_t = \frac{10580 \frac{kg}{m^2} \left[541.235 \text{ cm}^3 \left(\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right)^3 \right]}{29.264 \frac{kg \cdot m}{kg \cdot ^\circ K} \cdot 309.78 ^\circ K}$$

$$m_t = \frac{5.7262}{9065.40} kg$$

$$m_t = 6.3165 \cdot 10^{-4} kg$$

$$m_t = 0.00063 kg$$

Con el sistema de turboalimentación el rendimiento volumétrico de los motores se incrementa en un rango que va desde 80 a 90%, conocido este dato podemos calcular la masa real de aire m_a que ingresa al cilindro durante la cilindrada parcial, en nuestro caso consideramos el promedio de los valores del rendimiento volumétrico.

$$n_v = \frac{m_a}{m_t} \quad (30)$$

$$m_a = n_v m_t$$

$$m_a = 0.85 \cdot 0.00063 kg$$

$$m_a = 5.355 \cdot 10^{-4} kg = 0.00054 kg$$

Conocida la masa de aire, se determina la masa de combustible que ingresa proporcionalmente al cilindro de acuerdo a la masa de aire, para esto se utiliza la relación de aire–combustible α :

$$\alpha = \frac{m_a}{m_c} \quad (31)$$

$$m_c = \frac{m_a}{\alpha}$$

$$m_c = \frac{0.00054}{14.5} kg$$

$$m_c = 3.72 \cdot 10^{-5} kg = 0.0000372 kg$$

Conocida la masa de combustible que ingresa al cilindro por ciclo, se determina la cantidad de calor entregado al fluido en cada cilindro:

$$Q_t = m_c \cdot H_i \quad (32)$$

$$Q_t = 0.0000372 \text{ kg} \cdot 10221 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$Q_t = 0.380 \text{ kcal}$$

Debido a que la Fase 2, es un ciclo que se produce a volumen constante, se determina el calor suministrado a volumen constante (calor ganado por el motor durante la fase de compresión).

$$Q_a' = m_a \cdot q_a' \quad (33)$$

$$Q_a' = 0.00054 \text{ kg} \cdot 977.925 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \frac{\text{kcal}}{4.1868 \text{ kJ}}$$

$$Q_a' = 0.126 \text{ kcal}$$

Con este valor determinamos el calor suministrado durante la Fase 3, es decir en un proceso a presión constante:

$$Q_a = Q_a' + Q_a'' \quad (34)$$

Despejando el calor suministrado a presión constante:

$$Q_a'' = Q_a - Q_a'$$

$$Q_a'' = Q_t - m_a \cdot q_a'$$

$$Q_a'' = 0.380 \text{ kcal} - 0.126 \text{ kcal}$$

$$Q_a'' = 0.254 \text{ kcal}$$

De la ecuación del calor suministrado a volumen constante, se encuentra la temperatura T_3 . Para el valor de C_v ver Anexo 7.

$$Q_a' = m_a \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (35)$$

$$T_3 = T_2 + \frac{Q_a'}{m_a \cdot C_v}$$

$$T_3 = 1043 \text{ }^{\circ}\text{K} + \frac{0.126 \text{ kcal}}{0.00054 \text{ Kg} \cdot 0.1714 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{K}}}$$

$$T_3 = 1043 \text{ }^{\circ}\text{K} + \frac{0.126}{9.2556 \cdot 10^{-5}} \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$T_3 = 2404.33^{\circ}\text{K} = 2131.18 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Para el cálculo de la presión al final de la compresión utilizamos la ley de Charles para un proceso a volumen constante, para lo cual se despeja P_3 :

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} \quad (36)$$

$$P_3 = P_2 \frac{T_3}{T_2}$$

$$P_3 = 74.1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \left(\frac{2404.33 \text{ }^{\circ}\text{K}}{1043 \text{ }^{\circ}\text{K}} \right)$$

$$P_3 = 170.82 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Conocidas las presiones P_3 y P_2 , se puede encontrar la relación de combustión a volumen constante T :

$$T = \frac{P_3}{P_2} \quad (37)$$

$$T = \frac{170.83 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{74.1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}$$

$$T = 2.31$$

5.4.4.3 Fase 3. (3–4: suministro de calor a presión constante). En esta fase se considera que $P_3 = P_4 = 170.83 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$. A partir de la ecuación del calor durante un proceso a presión constante, se determina la temperatura máxima T_4 . Para el valor de C_p ver Anexo 7 (DÍAZ, 2011).

$$Q_a'' = m_a \cdot C_p (T_4 - T_3) \quad (38)$$

$$T_4 = T_3 + \frac{Q_a''}{m_a \cdot C_p}$$

$$T_4 = 2404.33 \text{ } ^\circ K + \frac{0.254 \text{ kcal}}{0.00054 \text{ kg} \cdot 0.24 \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ K}}$$

$$T_4 = 2404.33 \text{ } ^\circ K + 1959.87 \text{ } ^\circ K$$

$$T_4 = 4364.2 \text{ } ^\circ K = 4091.2 \text{ } ^\circ C$$

Con la ley de Charles para un proceso a presión constante, se encuentra el volumen V_4 :

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{V_4}{V_3} \quad (39)$$

$$V_4 = V_3 \cdot \frac{T_4}{T_3}$$

$$V_4 = 27.34 \text{ cm}^3 \left(\frac{4364.2 \text{ } ^\circ K}{2404.33 \text{ } ^\circ K} \right)$$

$$V_4 = 49.63 \text{ cm}^3$$

Conocidos los volúmenes V_3 y V_4 se puede calcular la relación de combustión a presión constante T' :

$$T' = \frac{V_4}{V_3} \quad (40)$$

$$T' = \frac{49.63 \text{ cm}^3}{27.34 \text{ cm}^3}$$

$$T' = 1.82$$

5.4.4.4 Fase 4. (4–5: expansión adiabática isentrópica). En esta fase según el ciclo de Sabathé el volumen V_5 es igual al volumen V_1 (DÍAZ, 2011).

$$V_5 = V_1 = 568.672 \text{ cm}^3$$

Con las relaciones a entropía constante calculamos la presión P_5 y la temperatura T_5 , al final de la expansión de los gases en el cilindro.

$$P_4 V_4^k = P_5 V_5^k \quad (41)$$

$$P_5 = P_4 \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^k$$

$$P_5 = 170.83 \frac{kg}{cm^2} \left(\frac{49.63 \text{ cm}^3}{568.672 \text{ cm}^3} \right)^{1.4}$$

$$P_5 = 5.62 \frac{kg}{cm^2}$$

Utilizamos la fórmula de la entropía constante para determinar la temperatura T_5 :

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{k-1} \quad (42)$$

$$T_5 = T_4 \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{1.4-1}$$

$$T_5 = 4363.2 \text{ } ^\circ K \left(\frac{49.63 \text{ cm}^3}{568.672 \text{ cm}^3} \right)^{1.4-1}$$

$$T_5 = 4363.2 \text{ } ^\circ K (0.041)^{0.4}$$

$$T_5 = 1645 \text{ } ^\circ K = 1372 \text{ } ^\circ C$$

5.4.4.5 Fases 5. (5-1: rechazo de calor a volumen constante). En un proceso a volumen constante el calor rechazado se expresa por la siguiente ecuación:

$$Q_r = m_a \cdot C_v (T_5 - T_1) \quad (43)$$

$$Q_r = 0.00054 \text{ kg} \cdot 0.1714 \frac{kcal}{kg \text{ } ^\circ K} (1645 \text{ } ^\circ K - 309.78 \text{ } ^\circ K)$$

$$Q_r = 9.2556 \cdot 10^{-5} \frac{kcal}{^\circ K} (1335.22 \text{ } ^\circ K)$$

$$Q_r = 0.124 \text{ kcal}$$

5.4.4.6 Rendimiento térmico del Motor Nissan SD22 sobrealimentado sin intercooler.

El rendimiento térmico se calcula mediante el rendimiento térmico para un ciclo mixto:

$$n_t = 1 - \frac{1}{\varphi^{k-1}} \left[\frac{T(T')^{k-1}}{(T-1) + kT(T'-1)} \right] \quad (44)$$

$$n_t = 1 - \frac{1}{\varphi^{1.4-1}} \left[\frac{2.31(1.82)^{1.4} - 1}{(2.31 - 1) + 1.4 \cdot 2.31(1.82 - 1)} \right]$$

$$n_t = 0.69$$

5.4.4.7 Construcción del diagrama teórico P-V con turboalimentador instalado.

Finalizado el análisis termodinámico del motor, con los datos de volumen y presión en cada uno de los puntos del ciclo se procede a construir el diagrama teórico del ciclo Sabathé:

Tabla 10. Datos obtenidos en el análisis termodinámico

PUNTOS	PRESIÓN (kg/cm ²)	VOLUMEN (cm ³)
1	1.058	568.672
2	74.1	27.34
3	170.83	27.34
4	170.83	49.63
5	5.62	568.67

Fuente: Autores

Figura 110. Diagrama teórico P-V Nissan turboalimentado



Fuente: Autores

5.5 Implementación del sistema de enfriamiento de aire (intercooler)

En un sistema compuesto por un intercambiador de calor (intercooler), la temperatura del aire de admisión se rebaja en 40 °C consiguiéndose un mejor llenado de los cilindros

debido al incremento de la densidad del aire y por consiguiente el incremento de la masa de aire por unidad de volumen. En nuestro caso fue necesario implementar un sistema de enfriamiento para los gases de admisión debido a su elevada temperatura en la salida del turbocompresor. Para la selección del intercooler se tuvo en cuenta las características geométricas de nuestro motor y el valor de 0.4 como el grado de intercambio de calor Φ . El grado de intercambio de calor depende tanto de la temperatura de ingreso como de la salida del intercooler, este valor en automóviles está comprendido entre 0.4 y 0.7. Considerando la altitud de Riobamba y la temperatura al ingreso del filtro hemos considerado el valor promedio de 0.55 de los rangos antes mencionados.

Reemplazando la temperatura en el múltiple de admisión T_T de 36.63 °C en la ecuación del grado de intercambio de calor nos queda de la siguiente manera:

$$\Phi = \frac{Tt - \Delta t}{Tt - Ta} \quad (45)$$

Dónde:

Φ = Grado de intercambio de calor (0.4)

Δt = Valor de refrigeración en el intercooler.

Tt = Temperatura en la salida del turbocompresor (36.63 °C)

Ta = Temperatura en el intercambiador de calor (15 °C).

$$\Phi = \frac{Tt - \Delta t}{Tt - Ta}$$

$$0,5 = \frac{36.63^{\circ}C - \Delta t}{36.63 - 15^{\circ}C}$$

$$\Delta t = 25.82^{\circ}C$$

$$\Delta t = 298.82^{\circ}K$$

Con el valor de Δt calculamos la temperatura en la salida del intercooler T_s , de la siguiente manera:

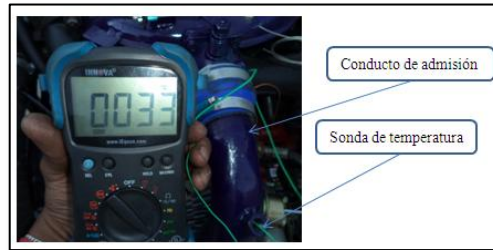
$$T_s = Tt - \Delta t \quad (46)$$

$$T_s = 36.63^{\circ}C - 25.82^{\circ}C$$

$$T_s = 10.81\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Este valor se comprueba midiendo la temperatura en el múltiple de admisión con el sistema de enfriamiento de aire instalado en el motor.

Figura 111. Temperatura en el múltiple de admisión T_s



Fuente: Autores

Como se puede ver en la Figura 111, la temperatura en el múltiple de admisión se encuentra en 33 °C lo que confirma la efectividad del sistema de enfriamiento y se cumple con el objetivo del enfriamiento de los gases de admisión.

5.6 Análisis termodinámico del motor SD22 considerando la temperatura T_s como temperatura en el múltiple de admisión T_T .

En el análisis termodinámico considerando el sistema de enfriamiento del aire y la temperatura a la salida del mismo tenemos que $T_1 = 283.81\text{ }^{\circ}\text{K} = 10.81\text{ }^{\circ}\text{C}$, dato que será el único variante durante el análisis termodinámico.

5.6.1 Fase 1. (1–2: compresión adiabática isentrópica). Al igual que análisis termodinámico sin intercooler en primer lugar se determina la P_2 para un sistema a entropía constante (DÍAZ, 2011):

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k$$

$$P_2 = 1.2915 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \left(\frac{568.672 \text{ cm}^3}{27.34 \text{ cm}^3} \right)^{1.4}$$

$$P_2 = 90.44 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

La temperatura T_2 será:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = (\varphi)^{k-1}$$

$$T_2 = T_1(\varphi)^{k-1}$$

$$T_2 = 306.338 \text{ } ^\circ K (20.8)^{1.4-1}$$

$$T_2 = 1031.3978 \text{ } ^\circ K = 758.3978^\circ C$$

5.6.2 Fase 2. (2–3: suministro de calor a volumen constante). En esta fase consideramos que $V_2 = V_3 = 27.34 \text{ cm}^3$.

$$P_1 V h = m_t R T_1$$

$$m_t = \frac{P_1 V h}{R T_1}$$

Masa teórica de aire

$$m_t = \frac{12915 \frac{kg}{m^2} \left[541.235 \text{ cm}^3 \left(\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right)^3 \right]}{29.264 \frac{kg \cdot m}{kg \cdot ^\circ K} \cdot 306.338 \text{ } ^\circ K}$$

$$m_t = \frac{6.9901}{8964.6752} kg$$

$$m_t = 7.79738 \cdot 10^{-4} kg$$

$$m_t = 0.0007797 kg$$

Masa real de aire

$$n_v = \frac{m_a}{m_t}$$

$$m_a = n_v m_t$$

$$m_a = 0.85 \cdot 0.0007797 kg$$

$$m_a = 6.6275 \cdot 10^{-4} kg = 0.00066275 kg$$

Relación de aire–combustible α

$$\alpha = \frac{m_a}{m_c}$$

$$m_c = \frac{m_a}{\alpha}$$

$$m_c = \frac{0.00066275}{14.5} kg$$

$$m_c = 4.570655 \cdot 10^{-5} kg = 0.00004570655 kg$$

Calor entregado al fluido en cada cilindro por ciclo.

$$Q_t = m_c \cdot H_i$$

$$Q_t = 0.00004570655 kg \cdot 10221 \frac{kcal}{kg}$$

$$Q_t = 0.467166 kcal$$

Calor suministrado a volumen constante

$$Q_a' = m_a \cdot q_a'$$

$$Q_a' = 0.00066275 kg \cdot 977.925 \frac{kJ}{kg} \cdot \frac{kcal}{4.1868 kJ}$$

$$Q_a' = 0.1548 kcal$$

El calor suministrado a volumen constante y a presión constante es:

$$Q_a = Q_a' + Q_a''$$

Despejando el calor suministrado a presión constante:

$$Q_a'' = Q_a - Q_a'$$

$$Q_a'' = Q_t - m_a \cdot q_a'$$

$$Q_a'' = 0.467166 kcal - 0.1548 kcal$$

$$Q_a'' = 0.312366 kcal$$

De la ecuación del calor suministrado a volumen constante, se encuentra la temperatura T_3 :

$$Q_a' = m_a \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2)$$

$$T_3 = T_2 + \frac{Q_a'}{m_a \cdot C_v}$$

$$T_3 = 1031.3978 \text{ } ^\circ K + \frac{0.1548 \text{ kcal}}{0.00066275 \text{ kg} \cdot 0.1714 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ K}}$$

$$T_3 = 1031.3978 \text{ } ^\circ K + \frac{0.1548}{1.1359 \cdot 10^{-4}} \text{ } ^\circ K$$

$$T_3 = 2155.616 \text{ } ^\circ K = 1882.616 \text{ } ^\circ C$$

Cálculo de P_3 aplicando la Ley de Charles:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2}$$

$$P_3 = P_2 \frac{T_3}{T_2}$$

$$P_3 = 90.44 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \left(\frac{2155.616 \text{ } ^\circ K}{1031.3978 \text{ } ^\circ K} \right)$$

$$P_3 = 189.02 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Relación de combustión a volumen constante T:

$$T = \frac{P_3}{P_2}$$

$$T = \frac{189.02 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{90.44 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}$$

$$T = 2.09$$

5.6.3 Fase 3. (3–4: suministro de calor a presión constante). En tiempo se considera que: $P_3 = P_4 = 189.02 \frac{Kg}{cm^2}$. A partir de la ecuación del calor durante un proceso a presión constante, se determina la temperatura máxima T_4 :

$$Q_a'' = m_a \cdot C_p (T_4 - T_3)$$

$$T_4 = T_3 + \frac{Q_a''}{m_a \cdot C_p}$$

$$T_4 = 2155.616 \text{ } ^\circ K + \frac{0.312366 \text{ Kcal}}{0.00066275 \text{ kg} \cdot 0.24 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ K}}$$

$$T_4 = 2155.616 \text{ } ^\circ K + 1963.82 \text{ } ^\circ K$$

$$T_4 = 4119.44 \text{ } ^\circ K = 3846.44 \text{ } ^\circ C$$

Volumen V_4 aplicando la ley de Charles:

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{V_4}{V_3}$$

$$V_4 = V_3 \cdot \frac{T_4}{T_3}$$

$$V_4 = 27.34 \text{ cm}^3 \left(\frac{4119.44 \text{ } ^\circ K}{2155.616 \text{ } ^\circ K} \right)$$

$$V_4 = 52.247 \text{ cm}^3$$

Relación de combustión a presión constante T' :

$$T' = \frac{V_4}{V_3}$$

$$T' = \frac{52.247 \text{ cm}^3}{27.34 \text{ cm}^3}$$

$$T' = 1.91$$

5.6.4 Fase 4. (4–5: expansión adiabática isentrópica). Al final del escape se igualan los volúmenes por esta razón se considera que: $V_5 = V_1 = 568.672 \text{ cm}^3$. Con estos datos podemos calcular la Presión P_5 y la temperatura T_5 , al final de la expansión de los gases en el cilindro:

$$P_4 V_4^k = P_5 V_5^k$$

$$P_5 = P_4 \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^k$$

$$P_5 = 189.02 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \left(\frac{52.247 \text{ cm}^3}{568.672 \text{ cm}^3} \right)^{1.4}$$

$$P_5 = 6.68 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Temperatura T_5 :

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{k-1}$$

$$T_5 = 4119.44 \text{ } ^\circ\text{K} \left(\frac{52.247 \text{ cm}^3}{568.672 \text{ cm}^3} \right)^{1.4-1}$$

$$T_5 = 1585.32 \text{ } ^\circ\text{K} = 1312.32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5.6.5 Fase 5. (5–1: rechazo de calor a volumen constante). Debido a la salida de los gases del motor existe una transferencia de calor que se calcula como pérdidas de energía de la siguiente manera:

$$Q_r = m_a \cdot C_v (T_5 - T_1)$$

$$Q_r = 0.00066275 \text{ kg} \cdot 0.1714 \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{K}} (1585.32 \text{ } ^\circ\text{K} - 306.338 \text{ } ^\circ\text{K})$$

$$\zeta Q_r = 0.145 \text{ kcal}$$

5.6.6 Rendimiento térmico del Motor Nissan SD22 turboalimentado con sistema de enfriamiento de aire. Como podemos observar existe un incremento en el rendimiento térmico al mejorar el enfriamiento de los gases de admisión.

$$n_t = 1 - \frac{1}{\phi^{k-1}} \left[\frac{T(T')^k - 1}{(T - 1) + kT(T' - 1)} \right]$$

$$n_t = 1 - \frac{1}{\phi^{1.4-1}} \left[\frac{2.09(1.91)^{1.4} - 1}{(2.09 - 1) + 1.4 \cdot 2.09(1.91 - 1)} \right]$$

$$n_t = 0.80$$

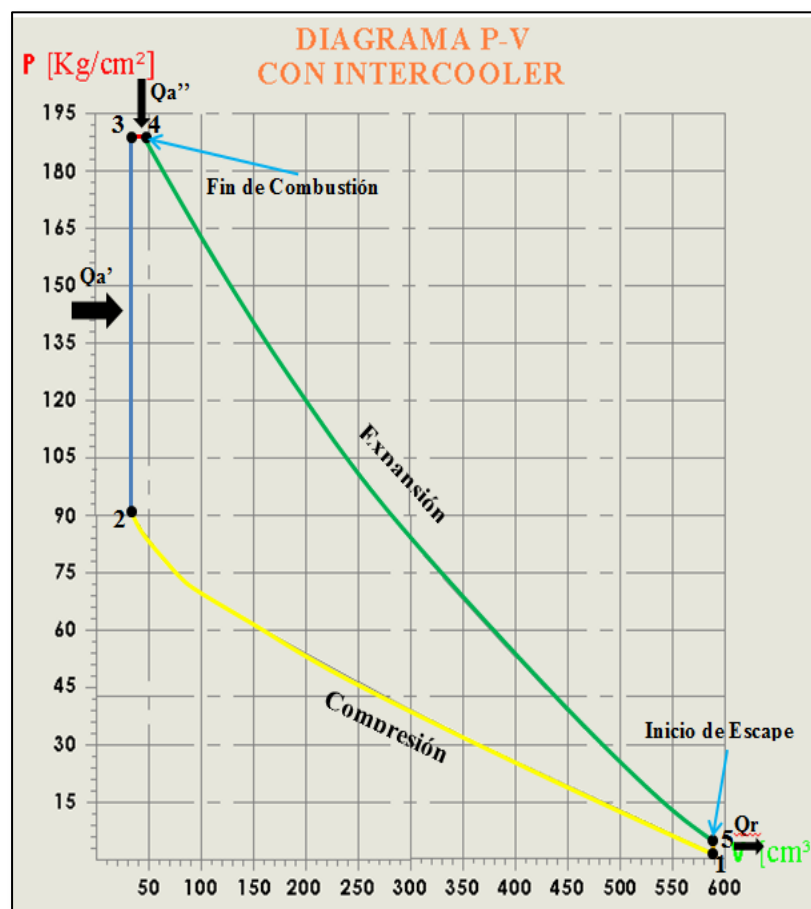
5.6.7 Construcción del diagrama teórico P-V, considerando la disminución de la temperatura en los gases de admisión.

Tabla 11. Datos obtenidos en el análisis termodinámico con intercooler

PUNTOS	PRESIÓN (kg/cm ²)	VOLUMEN (cm ³)
1	1.29	568.67
2	90.44	27.34
3	189.02	27.34
4	189.02	52.25
5	6.68	568.672

Fuente: Autores

Figura 112. Diagrama teórico Nissan turboalimentado con intercooler



Fuente: Autores

5.7 Comparación de las masas de aire

Como podemos observar el motor Nissan SD22 turboalimentado sin intercooler tiene una masa real de aire m_a de 0.000547 kg y con el sistema de enfriamiento de aire se incrementa a 0.0006628 kg. Con esto podemos conocer el incremento en la masa real de aire ganado por el sistema de enfriamiento:

$$I_{ma} = \frac{m_a - m_{ai}}{m_a} \cdot 100\% \quad (47)$$
$$I_{ma} = \frac{0.0006628 - 0.000547}{0.0006628} \cdot 100\%$$
$$I_{ma} = 17.47\%$$

Con el sistema de enfriamiento de aire tenemos un incremento de 17.47% en la masa de aire que ingresa a los cilindros por ciclo.

5.8 Análisis del incremento en el rendimiento térmico

El rendimiento térmico se incrementa en un 2.56% mejorando el trabajo mecánico en el motor SD22 turboalimentado. Esto se debe a que el llenado de los cilindros es mejorado y por lo tanto el poder calorífico del combustible es aprovechado en el porcentaje antes mencionado.

5.9 Elaboración de un manual de prácticas y mantenimiento del banco de pruebas

Tanto el manual de prácticas como el manual de mantenimiento en detalle se pueden observar en los anexos correspondientes.

5.9.1 Manual de Prácticas. El diseño y los datos del manual de prácticas se puede observar los en el Anexo 8.

5.9.2 Manual de Mantenimiento. El manual de mantenimiento del banco didáctico está basado al número de horas de prácticas que se han realizado en el motor Nissan

turboalimentado, esto se debe a que el mismo funciona como un motor estacionario y no en un vehículo.

A continuación se muestra un diseño en general del plan de mantenimiento del banco didáctico:

MOTOR NISSAN SD22 TURBOALIMENTADO		
DATOS TÉCNICOS		
Modelo	SD22 (357109) 1980	
Orden de encendido	1-3-4-2	
Tipo de combustible	diesel	
Posición de cilindros	4 cilindros en línea	
Distribución	OHV de 8 válvulas	
Carrera/Diámetro mm	100.8/82.98	
Cilindrada cm³	2164.94	
Relación de compresión	20.8:1	
Potencia HP/rpm máx.	61/4000	
Torque/rpm máx.	190/2700	
PLAN DE MANTENIMIENTO		
TRABAJOS A REALIZAR 20 HORAS	SI	NO
OBSERVACIONES	TRABAJOS ADICIONALES Y/ OPCIONALES	
	REALIZÓ:..... APROBÓ:..... Estudiante Profesor	
	FECHA:.....	

El plan de mantenimiento para el banco didáctico mediante el cual se va a poder darle una vida útil larga para el aprendizaje de los compañeros estudiantes. Se puede observar en el Anexo 9.

CAPÍTULO VI

6. ANÁLISIS DE COSTOS

6.1 Detalle de costos directos

Tabla 6.1 Detalle de costos del sistema mecánico

SISTEMA MECÁNICO				
Cantidad	Detalle	Descripción	Valor unitario USD	Valor total USD
1	Sistema de alimentación de combustible	<ul style="list-style-type: none"> - Filtro de combustible. 40,00 - Depósito de combustible. 50,00 - Mangueras de alta presión. 45,00 - Abrazaderas. 8,00 - Bomba de alimentación. 25,00 - Bomba de inyección. 300,00 		468,00
1	Sistema de refrigeración	<ul style="list-style-type: none"> - Radiador de refrigeración. 140,00 - Mangueras de agua. 45,00 - Rodamiento bomba de agua 25,00 		210,00
1	Sistema de turboalimentación	<ul style="list-style-type: none"> - Tubo de escape y silenciador. 45,00 - Turbocompresor. 460,00 - Intercooler 105,00 - Mangueras de acople 10,00 - Tubos y abrazaderas. 60,00 - Manómetro de sobrepresión del turbocompresor. 40,00 		720,00
1	Repuestos motor	<ul style="list-style-type: none"> - Kit de empaques. 200,00 - Filtro de aire. 45,00 - Diesel. 10,00 - Aspas ventilador. 10,00 - Flauta armada. 200,00 - Aceite motor. 40,00 		505
1	Sistema de arranque y encendido.	<ul style="list-style-type: none"> - Relé de calentamiento. 10,00 - Bujías de precalentamiento. 35,00 - Motor de arranque. 160,00 - Batería. 100,00 - Alternador 45,00 		356,00
TOTAL			2259,00 USD	

Fuente: Autores

Tabla 6.2 Detalle de costos del sistema eléctrico

SISTEMA ELÉCTRICO				
Cantidad	Detalle	Descripción	Valor Unitario USD	Valor total USD
1	Tablero de control	<ul style="list-style-type: none"> - Caja de fusibles. - Switch. - Luces piloto. - Tacómetro. - Mano de obra 	25,00 8,00 6,40 25,00 76,00	134,40
1	Estructura de soporte	<ul style="list-style-type: none"> - Mano de obra estructura - Acero inoxidable (20x70cm). - Electrodo - Bases de motor SDD22. - Bases traseras. 	428,62 350,00 17,80 2,00 5,00 18,00 14,00	477,53
TOTAL				611,93 USD

Fuente: Autores

COSTOS DIRECTOS	2870,93 USD
------------------------	--------------------

6.2 Detalle de costos indirectos

Tabla 6.4 Detalle de costos indirectos

Detalle	Valor
Transporte	140
Varios	890
TOTAL	1030,00 USD

Fuente: Autores

COSTOS INDIRECTOS	1030,00 USD
--------------------------	--------------------

6.3 Costos totales

Tabla 6.5 Costos totales

Costos directos	2870,93
Costos indirectos	1030,00
TOTAL	3900,93 USD

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

Se estudió sobre el desarrollo y funcionamiento de los turbocompresores en los motores diésel.

Se seleccionó en base a parámetros de funcionalidad todos los elementos que incorporan la estructura del banco de pruebas.

Con la sobrealimentación mediante turbo se logró compensar la altura en Riobamba, mejorando el rendimiento volumétrico del motor.

Una vez ensamblado el banco se efectuó la puesta a punto del banco de pruebas según datos del fabricante.

Con la implementación del banco, se efectuaron las diferentes pruebas y mediciones con sus respectivas guías de prácticas.

7.2 Recomendaciones

Calentar las bujías de precalentamiento por un lapso de aproximadamente 30 segundos una vez hecho esto accionar el mecanismo para el arranque en frío y finalmente accionar la llave de encendido.

Revisar que la luz piloto de la trampa de agua esté apagada caso contrario purgar el reservorio de diesel del filtro de combustible.

Comprobar carga de batería en el amperímetro instalado en el panel de instrumentos.
Realizar el mantenimiento del banco en las horas y con los trabajos mencionados en el plan de mantenimiento.

BIBLIOGRAFÍA

ARIAS, Manuel. 2004. *MANUAL DE AUTOMÓVILES*. 55. Madrid : Dossat 2000, 2004. 84-89656-58-4.

BOHNER, Max. 1985. *Tecnología del Automóvil*. 20. Barcelona : REVERTÉ, 1985. págs. 326-327. Vol. 2, Edición alemana. 43-1420.

DÍAZ, Rodrigo. 2011. *Termodiámica Automotriz*. Riobamba : ECOPYCENTER, 2011.

HANDLES, Kindler. 1986. *Matemática aplicada para la técnica del automóvil*. Octava. Barcelona : REVERTÉ, 1986. 08029.

International, Honeywell. 2012. Garrett. *Garret*. [En línea] Honeywell International, 3 de Junio de 2012. [Citado el: 4 de Enero de 2014.] <http://www.turbobygarrett.com>.

MEGANEBOY, Dani. 2013. Mecánica virtual. *Aficionados a la Mecánica*. [En línea] 2 de Octubre de 2013. [Citado el: 3 de Febrero de 2014.] <http://www.aficionadosalamecanica.net/curso-bomba-linea.html>.